



**ЗАЛЮБОВСЬКИЙ** Марк Геннадійович

Кандидат технічних наук, доцент.

Київський національний університет  
технологій та дизайну



**ПАНАСЮК** Ігор Васильович

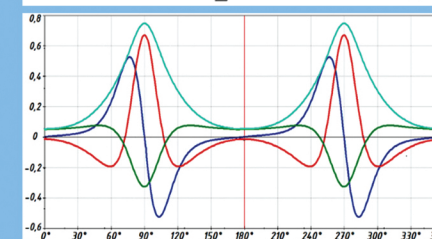
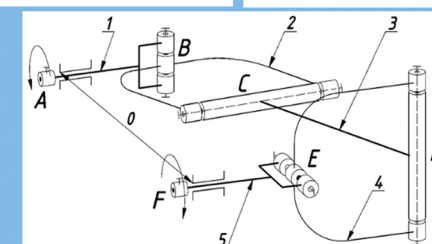
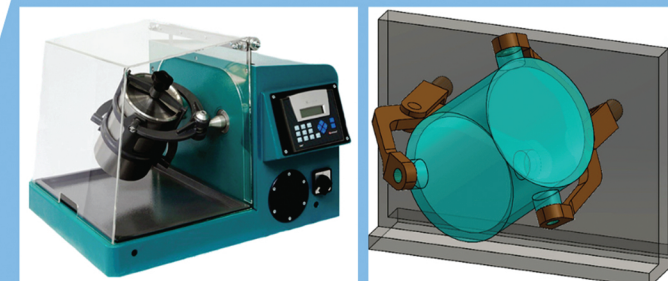
Доктор технічних наук, професор,  
директор Інституту інженерії та  
інформаційних технологій,

Київський національний університет  
технологій та дизайну

ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ  
РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ ДЛЯ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ

Залюбовський М. Г., Панасюк І. В.

## ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ ДЛЯ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ



МОНОГРАФІЯ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Залюбовський М. Г., Панасюк І. В.

**ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН  
ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ  
ДЛЯ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ**

Монографія

Київ 2022

УДК 621.924.7: 621.81-044.934

З-22

Авторський колектив:

*Залюбовський Марк Геннадійович* – канд. техн. наук, доц.;

*Панасюк Ігор Васильович* – д-р техн. наук, проф.

Рецензенти:

*Щербань Ю. Ю.* – д-р техн. наук, проф., Заступник директора з академічних питань та інформатизації Київського фахового коледжу прикладних наук.

*Защепкіна Н. М.* – д-р техн. наук, проф., професор кафедри інформаційно-вимірювальних технологій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Київського національного університету технологій та дизайну  
(протокол №5 від 15.12.2021)

Залюбовський М. Г., Панасюк І. В.

З-22 Основи проектування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей: моногр. / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк. Київ: КНУТД, 2022. 352 с.

ISBN 978-617-7763-06-1

Розглянуто аспекти виконання фінішних галтувальних технологічних операцій у машинах зі складним рухом робочих ємкостей в галузевому машинобудуванні. Наведені принципи та закономірності раціонального проектування такого обладнання.

Для інженерів, студентів і аспірантів ВНЗ спеціальностей «Галузеве машинобудування» та «Прикладна механіка». Може бути використане працівникам НДІ та КБ, що спеціалізуються на проектуванні галтувального обладнання, а також виробництві полімерних та металевих дрібних деталей.

УДК 621.924.7: 621.81-044.934

ISBN 978-617-7763-06-1

© Залюбовський М. Г., Панасюк І. В., 2022  
© КНУТД, 2022

## ЗМІСТ

<b>ПЕРЕДМОВА.....</b>	<b>11</b>
<b>1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ФІНІШНОЇ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ .....</b>	<b>13</b>
1.1. Особливості обробки деталей технологічним середовищем в ємкостях з різним характером руху.....	13
1.2. Огляд конструкцій обладнання, яке використовується для реалізації фінішної об'ємної обробки дрібних деталей.....	19
1.3. Виконання технологічних процесів із використанням машин зі складним рухом робочих ємностей типу «Turbula».....	27
1.4. Огляд робіт у галузі дослідження переміщення сипкого середовища в рухомих робочих ємкостях та потужності, що споживається на ведучому валу машини.....	34
1.5. Технологічні вимоги, що ставляться до виробів легкої промисловості, які обробляються у машинах зі складним просторовим рухом ємностей.....	45
Висновки до 1-го розділу.....	49
<b>2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ, КІНЕМАТИЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ.....</b>	<b>51</b>
2.1. Дослідження конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.....	51
2.2. Кінематичне дослідження базової конструкції машини.....	56
2.2.1. Встановлення закономірностей обертання веденого валу машини.....	56
2.2.2. Дослідження складного просторового руху робочої ємності.....	58
2.3. Аналітичне дослідження характеру та режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємності базової конструкції машини.....	65
2.3.1. Аналіз сил, що діють на сипкий масив та забезпечують реалізацію відповідного режиму руху в середині робочої ємності машини.....	65
2.3.2. Встановлення закономірностей між значенням кутової швидкості ведучого валу базової конструкції машини та зміною режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємності.....	72
2.3.3. Експериментальне дослідження режимів руху сипкого середовища та траєкторії переміщення частинки в середині робочої ємності базової конструкції машини.....	77
2.3.4. Експериментальне дослідження траєкторії переміщення частинки в середині робочої ємності.....	80

2.4. Моделювання приводу машини, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух.....	84
2.4.1. Визначення закону зміни кутової швидкості та кутового прискорення ведучого валу машини.....	84
2.4.2. Дослідження зміни режимів руху у ємкості машини, в якій ведучий вал обертається з непостійною кутовою швидкістю.....	90
2.4.3. Дослідження та розробка приводів, які забезпечують реалізацію закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини.....	93
2.5. Дослідження конструкції машини з видовженою робочою ємкістю.....	106
2.6. Визначення часу, що витрачається на полірування деталей абразивом у вигляді вільних гранул в середині ємкості, що виконує складний просторовий рух.....	110
Висновки до 2-го розділу.....	116

<b>РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ТА АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СТАТИЧНО ВИЗНАЧЕНИХ ПРОСТОРОВИХ ШАРНІРНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ.....</b>	<b>118</b>
3.1. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари.....	118
3.2. Синтез, аналіз та кінематичне дослідження механізму машини з двома робочими ємкостями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою.....	131
3.3. Синтез та аналіз механізму машини з двома робочими ємкостями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою.....	141
3.4. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари.....	151
3.5. Синтез та аналіз механізму машини, у якому ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу.....	157
3.6. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном.....	162
3.7. Розробка приводів машини, які забезпечують передачу обертального руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення.....	165
3.7.1. Привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму.....	166
3.7.2. Привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму.....	171

3.7.3. Привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна.....	178
3.8. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом.....	183
3.9. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом.....	185
3.10. Систематизація та узагальнення результатів аналітичних досліджень статично визначених просторових механізмів галтувальних машин.....	189
Висновки до 3-го розділу.....	199

#### **РОЗДІЛ 4. СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ.....**

4.1. Моделювання та дослідження «базової» конструкції машини.....	201
4.2. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном.....	211
4.3. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання.....	217
4.4. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання.....	223
4.5. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з кінематичною парою 4-го класу.....	228
4.6. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою.....	234
4.7. Систематизація та узагальнення результатів силового дослідження...	238
Висновки до 4-го розділу.....	241

#### **5. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЧАСТИНКИ ТА ОБРОБЛЮВАНОЇ ДЕТАЛІ.....**

5.1. Розрахунок обсягу матеріалу, що видаляється при введенні частки в поверхню оброблюваної деталі. Визначення параметрів впровадження частки в загальному випадку.....	242
5.2. Кількість матеріалу, що видаляється з поверхні полімерної деталі при фрикційному контакті.....	247
5.3. Аналіз впливу параметрів взаємодії на інтенсивність зносу поверхні деталі.....	254
Висновки до 5-го розділу.....	265

<b>6. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМКОСТІ.....</b>	<b>266</b>
6.1. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу, що створений масою рухомих ланок машини.....	267
6.2. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини, створеного масою сипкого робочого середовища в робочій ємкості при 50% завантаженні.....	277
6.3. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини, створеного масою сипкого робочого середовища завантаженого до робочої ємкості при різних ступенях її заповнення.....	285
6.4. Визначення динамічного моменту опору на ведучому валу машини, що утворюється при переміщенні робочого середовища завантаженого до ємкості.....	287
6.5. Визначення динамічного моменту опору на ведучому валу, що утворюється від просторового переміщення ланок машини.....	296
6.6. Виведення загального рівняння для визначення максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним рухом ємкості.....	299
Висновки до 6-го розділу.....	300
<b>7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМКОСТІ ТА ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ПОЛІМЕРНИХ ВИРОБІВ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ.....</b>	<b>301</b>
7.1. Експериментальне дослідження потужності машини, що споживається на її ведучому валу.....	301
7.1.1. Опис експериментальної установки.....	301
7.1.2. Постановка задачі та планування експерименту. Вибір та обґрунтування факторів, які впливають на досліджуваний процес.....	305
7.1.3. Порядок проведення та обробка даних експерименту.....	306
7.2. Експериментальне дослідження процесу обробки полімерних деталей.....	310
7.2.1. Опис експериментальної установки.....	310
7.2.2. Постановка задачі експерименту.....	312
7.2.3. Порядок проведення та обробка даних експерименту.....	313
7.2.3.1. Експериментальне визначення найбільш сприятливого режиму руху робочого середовища для виконання процесів полірування та шліфування полімерних виробів.....	313
7.2.3.2. Експериментальне визначення залежності часу обробки від геометричних параметрів робочої ємкості.....	316
Висновки до 7-го розділу.....	325

<b>РОЗДІЛ 8. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ МЕТАЛЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ВІД ЛИВНИКІВ.....</b>	<b>326</b>
8.1. Аналітичне визначення повного прискорення торця ємності, яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників.....	326
8.2. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників.....	332
8.3 Аналітичне визначення часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників.....	346
8.4. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємності на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників.....	355
8.5. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині.....	364
Висновки до 8-го розділу.....	371
<b>9. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР НА ПРОЦЕС ОБРОБКИ.....</b>	<b>373</b>
9.1. Дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів, визначення температури їх крихкості.....	373
9.2. Дослідження тривалості промерзання.....	379
9.3. Експериментальне дослідження зачистки полімерних деталей в середовищі низьких температур.....	382
Висновки до 9-го розділу.....	384
<b>10. ПЕРСПЕКТИВНІ ТИПИ ОБЛАДНАННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ШЛІФУВАННЯ ТА ПОЛІРУВАННЯ ДРІБНИХ ПОЛІМЕРНИХ ДЕТАЛЕЙ.....</b>	<b>385</b>
10.1. Конструкції машин, в яких відсутні надлишкові зв'язки.....	385
10.1.1. Конструкція машини, в якій ведений вал виконує зворотно-поступальне переміщення.....	385
10.1.2. Конструкція машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом.....	389
10.2. Конструкції машин, в складі яких використовуються приводи, що забезпечують реалізацію необхідного закону зміни кутової швидкості ведучого валу.....	393
10.2.1. Машини, в конструкції якої застосовується двохкривошипний привод.....	393
10.2.2. Машина, в конструкції якої застосовується кривошипно-кулісний привод.....	385
10.2.3. Машина, в конструкції якої застосовується привод з шарніром Гука.....	397



10.2.4. Конструкція машини з двома ведучими валами.....	401
10.2.5. Конструкція машини, в якій ведений вал закріплений вище ведучого.....	404
10.2.6. Конструкція машини з двома робочими ємкостями.....	405
10.3. Конструкції машин, що відповідають виконанню окремих видів технологічних операцій обробки деталей.....	410
10.4. Конструкції машин з планетарно-відцентровими робочими ємкостями.....	420
10.5. Технологічні процеси обробки полімерних деталей абразивом у вигляді вільних гранул та відділення металевих деталей від ливників у середині робочих ємкостей, що виконують складний просторовий рух.....	426
<b>ВИСНОВКИ. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....</b>	<b>433</b>
<b>ЛІТЕРАТУРА.....</b>	<b>436</b>

## ПЕРЕДМОВА

Підвищення продуктивності виготовлення деталей з полімерних матеріалів значною мірою залежить від скорочення часу підготовчих та фінішних оздоблювально-зачищувальних операцій. На ці операції витрачається до 80% технологічного часу.

У різних галузях промисловості, дрібні типові деталі та вироби виготовляються механічною обробкою або литтям. Як правило, ці деталі потребують проведення дуже трудомісткої подальшої оздоблювально-зачищувальної обробки, яка часто виконується ручним способом або засобами малої механізації. Галтувальні барабани з обертальним рухом робочої ємкості, а також вібраційні машини, які застосовуються для всіх вищезгаданих операцій здебільшого мають низьку продуктивність.

Підвищення продуктивності оздоблювально-зачищувальної обробки полімерних деталей можна досягти інтенсифікацією руху технологічного середовища (деталі та наповнювач) у робочих ємкостях за рахунок забезпечення їх складного просторового переміщення. Перспективним може бути використання різних типів обладнання зі складним тривимірним рухом робочих ємкостей. Дослідженням такого обладнання та руху робочого середовища в ємкостях зі складним просторовим переміщенням займалися, як вітчизняні, так й іноземні вчені, такі як: Решетов А. Н., Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., M. Marigo, D. L. Cairns, M. Cook та інші.

Незважаючи на проведені дослідження до теперішнього часу відсутні загальні підходи та рекомендації щодо визначення впливу конструктивних та технологічних параметрів на продуктивність та якість об'ємної обробки деталей в галтувальних ємкостях при реалізації різного роду технологічних операцій, відсутня можливість прогнозувати технологічний результат на стадії проектування. На більшості підприємств України, використовуються застарілі конструкції галтувальних барабанів з обертальним рухом робочої ємкості, а також вібраційні машини, які здебільшого мають низьку продуктивність. Це пов'язано з відсутністю технічної інформації щодо можливості раціональної експлуатації машин зі складним рухом робочих ємкостей. Окрім того, при використанні перспективних типів обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємкостей постає проблема їх експлуатаційних властивостей, зокрема, у кінематичному ланцюзі таких машин наявним є пасивний зв'язок, який негативно впливає на термін експлуатації та може призвести до передчасного виходу з ладу даного обладнання.

Монографія присвячена синтезу просторових механізмів галтувальних машин, а також підвищенню ефективності процесів фінішної обробки дрібних деталей у таких типах обладнання. Розглядаються технологічні процеси відокремлення деталей від ливників, шліфування абразивом у вигляді вільних гранул із забезпеченням одночасного підвищення продуктивності та зменшення енерговитрат при виконанні даних технологічних операцій. Результатами досліджень є залежності, які встановлюють взаємозв'язки між конструктивними та технологічними параметрами машини, типом та

властивостями деталей, наповнювача. Результати досліджень дозволять достеменно прогнозувати технологічний результат на стадії проектування. Запропоновані нові конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості, для яких отримані залежності, що дозволяють розрахувати основні їх конструктивні параметри з прогнозованим технологічним результатом, при одночасному створенні умов для підвищення інтенсивності виконання технологічних операцій. Запропоновані нові способи обробки металевих деталей замка «блискавка» з автоматизованим їх відвантаженням та подальшою сепарацією, що значно зменшить витрати часу на ці підготовчі операції тощо.

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ

### 1.1. Особливості обробки деталей технологічним середовищем в ємкостях зрізним характером руху

Обробка деталей у рухомих ємкостях технологічним середовищем має загальну назву – галтування [1]. Галтування включає в себе оздоблювально-очищувальні технологічні процеси очищення поверхонь деталей від заусенцій, задирок, облою та окалин, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників, а також, процеси покращення якості поверхонь виробів: шліфування [2] та полірування.

Оздоблювально-очищувальні операції дуже трудомісткі (іноді займають до 80% технологічного часу) [3]. Відомі три способи [4] очищення поверхонь деталей та покращення їх якості: з використанням ручної праці або засобів малої механізації, однак такий спосіб є малоефективним, потребує значного часу та робочого потенціалу; із застосуванням універсальних пристроїв (токарні, фрезерувальні, свердлильні та шліфувальні верстати), такий спосіб застосовують при виготовленні деталей, де необхідне зняття точно визначеної величини припуску; при обробці деталей технологічним середовищем в рухомих робочих ємкостях, що з точки зору механізації процесів оздоблювально-зачищувальної обробки деталей є найбільш ефективним способом.

При такому способі застосовують галтувальні барабани різної конструкції, дробометні установки, вібраційні, інерційні та інші машини. Процесами галтування неможливо забезпечити зняття точно визначеної величини припуску з поверхні виробу, адже, місця зіткнень нерівномірно розподіляються по поверхні виробу, а отже, виникає дещо нерівномірний рівень обробки поверхні деталі. Таким способом обробляють деталі, використання яких не потребує дотримання їх розмірів за квалітетами високої точності, а якість їх обробки можна визначити на основі органолептичного методу. Так обробляються більшість фурнітурних деталей легкої промисловості після лиття та ті, що пройшли механічну обробку [5], таким способом можуть піддаватися обробці різноманітні деталі та складові які використовуються у різних галузях машинобудування та приладобудування, в тому числі в автомобілебудуванні тощо.

Галтування розділяється на сухе та вологе. При першому способі використовується сухе технологічне середовище, при другому способі в робочу ємкість додається буферний рідинний розчин (зазвичай вода). Зазвичай, при сухому галтуванні обробляється поверхня металевих, а при вологому – поверхня полімерних деталей.

Під час вибору технологічного середовища необхідно враховувати усі фактори його впливу на виріб та тип процесу обробки [6]. Наприклад, при очищенні поверхонь деталей від продуктів корозії використовують бій абразивних кіл, для процесів шліфування та полірування застосовують мілко подрібнені полірувальні пасти [7], для глянцювання виробів додатково

внутрішню поверхню робочої ємкості оббивають повстю або шкірою, для очищення виробів від облою у робочу ємкість завантажуються необроблені деталі та різноманітний наповнювач, який може бути у вигляді керамічних, сталевих кульок, голковий наповнювач або наповнювач у вигляді сталевих циліндрів, в якості абразивного матеріалу також застосовують скляні кульки діаметром 3-6 мм. При оздоблювально-зачисній обробці дрібних деталей у планетарних барабанах застосовуються наповнювачі з розмірами частинок від 1 до 10 мм [8]. У якості шліфувального матеріалу для виробів із м'якої гуми [4] застосовують мелену цеглу, для жорстких - пемзу, при такій обробці знімається не лише облой [9], але й шар матеріалу по всій поверхні виробу, для посилення ефекту шліфування внутрішню поверхню барабану футерують наждачним папером. Для інтенсифікації процесів галтування деталей, зі складною геометрією, у якості технологічного середовища часто використовують наповнювач з різними геометричними формами: гранули, у вигляді багатогранних призм, паралелепіпедів, кубиків, пірамід, правильних многокутників та ін. У деяких випадках, для інтенсифікації процесів очищення гумово-технічних виробів від ливників та облою застосовують додаткове охолодження рідким азотом.

Методи механічного впливу технологічного середовища на оброблювану деталь поділяються на два типи. Обробка при русі оброблюваної деталі у технологічному середовищі та обробка при дії направленого потоку технологічного середовища на деталь.

Метод обробки деталей при їх русі в технологічному середовищі полягає в механічних контактах, які виникають при зіткненні оброблюваних деталей між собою, зіткненні з абразивними частинками технологічного середовища, а також, при зіткненні оброблюваних деталей з внутрішніми стінками робочої ємкості. В результаті таких зіткнень завжди відбувається ефект пластичної деформації та мікрорізання, зрізання дефектів, згладжування нерівностей, відділення ливників, очищення поверхні деталі, заокруглення гострих країв.

Абсолютно або практично не піддаються абразивній обробці поверхні в отворах, мінімальна кількість співударів виникає у заглибленнях, проточках, значно більша – на плоских поверхнях та максимальна – по виступам, кромках, кутах, гострих краях. Саме тому гранулометричний склад, зернистість та форму технологічного середовища обирають, виходячи з необхідної точності розмірів виробів, шорсткості їх поверхні, а також продуктивності обробки. Таким чином, розмір гранул наповнювача, по можливості, повинен бути в 2 рази меншим від розміру мінімального оброблюваного отвору виробу. Якщо отвори у виробі не підлягають обробці, то розмір гранул повинен, по крайній мірі, в 3 рази перевищувати розмір найбільшого отвору у виробі [10].

Обробка виробів технологічним середовищем заснована на такій взаємодії обробного середовища з виробом, при якому відбувається зачистка та обробка його поверхні. Обробні середовища поділяються по ряду ознак, до яких відносяться: фізичний стан середовища, її рухливість, характер взаємодії на оброблюваний виріб у часі, вид енергії, що підводиться до виробу, а також

хімічна активність середовища по відношенню до матеріалу оброблюваного виробу (рис. 1.1).

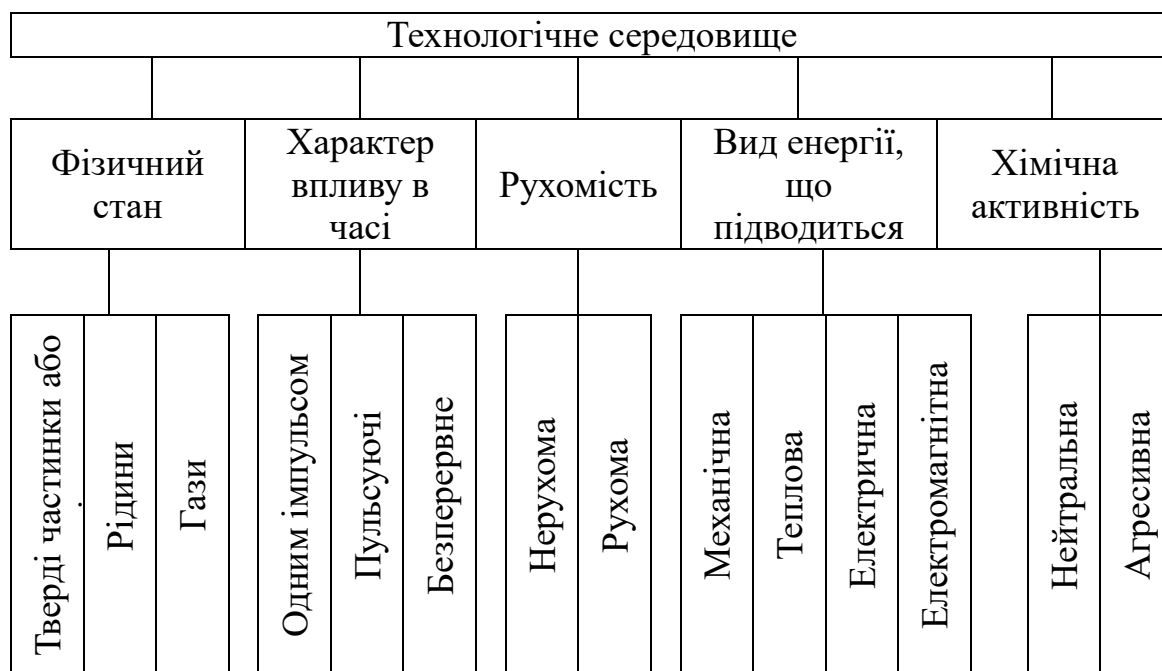


Рис. 1.1. Класифікація технологічних середовищ

При виборі технологічного середовища необхідно враховувати всі фактори її впливу на виріб [11]. Наприклад, при обробці склопластиків не рекомендується в якості середовища використовувати воду, так як вона швидко дифундує по капілярах; при цьому зменшується поверхнева енергія системи, а при наявності залишкових напружень відбувається швидке розвинення тріщин, особливо під впливом експлуатаційного навантаження, що різко знижує міцність виробів.

Методи обробки середовищем доцільно розділити на дві великі групи: методи обробки механічним впливом середовища і методи обробки фізико-хімічним впливом середовища.

При обробці виробів технологічним середовищем широко використовуються комбіновані методи обробки, тому слід розглянути ці методи докладніше. При комбінованих методах обробки здійснюється одночасно кілька способів фізико-хімічного впливу та підведення енергії в зону обробки [12]. Прості методи обробки використовують один вид енергії і один спосіб підведення її в зону обробки. Так, наприклад, широко поширена механічна обробка застосовує механічну енергію при рівномірному відносному русі інструмента і заготовки.

Промислове застосування комбінованих методів обробки призводить до значного підвищення продуктивності обробки та якості виробів. Крім того, в ряді випадків освоєння комбінованих способів обробки дозволяє досягти нових технічних ефектів, наприклад значно збільшити міцність, зносостійкість та інші експлуатаційні параметри виробів.

Методика побудови комбінованих способів обробки визначається закономірностями підсумовування фізичних і хімічних впливів, що визначають процес видалення матеріалу при обробці. Ці закономірності залежать від наступних факторів: 1) числа і видів фізико-хімічних впливів; 2) способу здійснення кожного впливу в зоні обробки; 3) кількісних характеристик сумісних впливів (передусім величини енергії кожного виду) і їх співвідношення [12]. Розглянемо ці чинники послідовно.

Перший фактор – число і види фізико-хімічних впливів, що підводяться – дозволяє розділити комбіновані методи на три класи.

Перший клас – методи обробки, які використовують один і той же вид енергії, але два різні способи її підвода. Прикладами таких методів можуть служити, наприклад, точіння з накладенням низькочастотних вібрацій для дроблення стружки, а також спосіб, при якому вироби, закріплені на швидкообертovому шпинделі верстата, занурюють в заповнений абразивним матеріалом (порошком) барабан; останній для прискорення процесу обробки крім обертovого руху здійснює зворотно-поступальне переміщення (або барабан може бути нерухомим, а шпиндель з виробом виконує як обертальний, так і зворотно-поступальний рух) [13].

Другий клас – методи обробки, що поєднують два види енергії, що підводиться в зону обробки. Сюди входять методи обробки механічним впливом середовища з одночасною термічною обробкою, а саме – механічним впливом середовища з підвищеною або пониженою температурою.

Третій клас – методи обробки, що суміщають більше двох різних видів енергії та способів її підвода.

Другий фактор – спосіб здійснення поєднання фізико-хімічних впливів- дозволяє розділити комбіновані способи на способи з паралельним і послідовним підведенням енергії, причому при послідовному підводі має значення порядок підведення, тому що цей порядок може впливати на ефективність подібного суміщення.

Третій фактор – кількісне співвідношення різних видів фізичних і хімічних впливів, що поєднуються. Зміна цього співвідношення може призводити до кількісної зміни процесу обробки або викликати його якісні зміни. Третій фактор дозволяє розділити комбіновані методи на два типи методів: методи з переважним впливом якогось одного впливу, наприклад механічного (для комбінованих процесів цього типу розрізняють базові та додаткові процеси); методи, в яких не можна розділити фізико-хімічні впливи на основні і додаткові (механохімічна обробка).

При комбінованих методах обробки, перш за все другого класу, результат двох фізичних або хімічних впливів не є їх простою арифметичною сумою, тому що іноді суміщення двох фізичних впливів може дати нові технологічні ефекти, що забезпечують значне підвищення продуктивності обробки, стійкості інструменту та якості обробки виробів. Тому перелік сумісних процесів, їх кількісні характеристики, а також послідовність впливів повинні підбиратися таким чином, щоб мати можливість активізувати один одного.

Широкий діапазон технологічних оздоблювально-зачищувальних операцій виробів різних галузей промисловості, відносна простота реалізації методів галтування на практиці, значна продуктивність та заміщення ручної праці на механізовану є компонентами, які визначають значну актуальність даного типу обробки деталей.

## 1.2. Огляд конструкцій обладнання, яке використовується для реалізації фінішної об'ємної обробки дрібних деталей

На сьогоднішній день відомий широкий асортимент типів обладнання [14], використовуваного для оздоблювально-зачищувальних процесів обробки деталей [15], котре випускається різними вітчизняними та іноземними виробниками. Усі марки такого обладнання можна умовно розподілити на 9 типів за конструкцією та методами обробки виробів. Нами розроблена класифікація обладнання за конструкцією для оздоблювально-зачищувальних процесів обробки деталей, яка представлена на рис. 1.2.



Рис. 1.2. Класифікація обладнання за конструкцією, для оздоблювально-зачищувальних процесів обробки деталей

Машини типу обертові барабани є найпростішим, найпоширенішим та історично найпершим обладнанням у даній галузі обробки деталей. В той само час, такий тип обладнання є найменш ефективним, на обробку деталей витрачається значний резерв часу (до 38 годин безперервної роботи машини). Базовою та найпростішою конструкцією обертового барабану є робоча ємкість, яка виконана у формі циліндричного барабану і обертається навколо власної горизонтально розташованої осі [16]. Також відомі найрізноманітніші технічні рішення щодо вдосконалення цієї конструкції і, як наслідок, спроб інтенсифікації процесів галтування. Використовуються робочі ємкості з гранованим профілем [17], циліндричні барабани зі зміщеною віссю обертання (типу "п'яної бочки"), нахиленою віссю обертання [18], а також, галтувальні барабани V-подібної форми, в котрих дві циліндричні камери з'єднані між собою під кутом 30°-75°, запропонована конструкція обертового барабану [19], яка оснащена діафрагмою, що має гвинтову геометричну форму. Відоме технічне рішення [20], де робоча гранована ємкість складається з декількох концентричних співвісно розміщених складових, конусовидної чи іншої форми, які можуть бути встановлені на одній осі та мають можливість обертання в



зустрічних напрямках, прилягаючи одне до одного із зазорами, меншими за розмір наповнювача та деталей, що обробляються. Запропонований пристрій для поверхневої обробки деталей [21], який містить робочу камеру, з можливістю обертання навколо власної осі, та змішувальну камеру, яка має лопаті та розташовану всередині робочої камери.

На вітчизняних підприємствах легкої промисловості України, які спеціалізуються на виготовленні фурнітурних деталей, в переважній мірі, використовуються галтувальні машини з обертовими робочими ємностями. Наприклад, на підприємстві ПрАТ «Молнія» (с.м.т. Баришівка, Броварський район, Київська область), що спеціалізується на виготовленні різного типу замків «блискавка», для фінішної технологічної операції відділення металевих деталей на основі цинкових сплавів замка «блискавка» від ливників, до тепер використовують галтувальні розділово-полірувальні машини К-36 (рис. 1.3) німецької фірми «Optilon» 1981 року виготовлення (об'єм барабану  $0,12\text{м}^3$ ) з восьмигранними обертальними ємностями. Обробка деталей в таких машинах має низьку продуктивність при значних енергозатратах. Згідно затвердженого на підприємстві технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, для повного відділення усіх деталей від ливників, в залежності від типу відливок, необхідно від 30 до 120 хвилин безперервної роботи машини.



Рис. 1.3. Фотографія галтувальної розділово-полірувальної машини К-36 «Optilon»

На підприємстві ПАТ «Поліпласт» (м. Львів), що спеціалізується на виготовленні полімерних гудзиків, для фінішної технологічної операції

полірування їх поверхні, також використовують практично аналогічний за конструкцією тип обладнання: машини з обертовими гранованими ємностями. Згідно затвердженого на підприємстві технологічного регламенту виробництва гудзиків, час полірування у гранованій ємності складає 24 – 33 години.

Конкретні факти використання галтувального обладнання з обертальними ємностями підтверджують його низьку продуктивність при використанні для різних видів об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

Шпиндельні машини за своєю конструкцією схожі на роторні машини. У таких машинах шпиндель разом із закріпленими на ньому деталями обертається у робочій ємності, заповненій абразивним матеріалом. Відомі конструкції машини [22], де робоча ємність також отримує обертальний рух у напрямку, який зворотній до напрямку обертання шпинделя.

Вібраційні машини. Суть роботи вібраційних машин [23, 24] заключається в послідовному нанесенні великої кількості мікроударів по поверхні оброблюваної деталі. Мікроудари наносяться в результаті зіткнень деталей одна з одною, зі стінками контейнеру, а також з твердими частинками наповнювача при переміщенні технологічного середовища в контейнері пристрою під впливом вібраційних сил. Сфера використання вібраційних установок доволі вузька, в зв'язку з тим, що вони, головним чином, застосовуються для обробки деталей малих розмірів. Крім того, величина припуску, яку можна зняти з поверхні деталі за допомогою вібраційної установки не перевищує 0,025 мм [4]. До того ж, відомий факт негативного впливу вібрацій на конструкцію самої машини, які здатні викликати виникнення додаткових зусиль, так званий динамічний тиск [25]. Станина механізму також отримує динамічний тиск, який передається на зв'язаний з нею фундамент, здійснюючи шкідливу дію на його кріплення та порушуючи тим самим зв'язок між станиною та фундаментом. Широко застосовують вібраційні машини [26] з конструкцією, що складається з U – подібного підпружиненого контейнеру, вібробудника з декількома дебалансами, вал якого через компенсуючу муфту з'єднаний з ротором електродвигуна та пружини, на які встановлений U – подібний контейнер. Відомий спосіб вібраційної обробки [27] засобом шпиндельної вібраційної машини, в якій оброблювані деталі закріплюють на кінці шпинделя, що занурюється в робочу ємність з абразивним матеріалом, шпинделю надається обертальний чи коливальний рух [28], абразивному матеріалу – вібраційний рух. Також застосовують складні конструкції вібраційних машин [29] для змішування сипких продуктів, такі як лотково-підйомні вертикально-вібраційні змішувачі [30].

Значного підвищення ефективності обробки деталей можна досягнути за рахунок використання планетарних [31] та відцентрових [32] машин. Процес обробки здійснюється при переміщенні частинок маси робочого середовища (наповнювач і оброблювані деталі) по поверхні деталі при певному контактному тиску. Реалізація процесу в планетарних барабанах дозволяє ефективно використовувати відцентрові сили інерції для досягнення значень зазначених параметрів, що забезпечують інтенсивне протікання процесу обробки. У загальному випадку, в планетарно- відцентровій установці

встановлено водило, на якому розташовані барабани з можливістю обертання навколо своїх осей. Водило приводиться в обертання, і робоче середовище, під дією відцентрових сил інерції переміщується в периферійну частину барабана і переміщується завдяки обертанню барабана навколо власної осі, при цьому, найбільш інтенсивна взаємодія частинок відбувається на вільній поверхні утворився масиву. Технологічні можливості, висока продуктивність і простота реалізації методу на практиці сприяють його широкому поширенню.

Комбіновані конструкції вібропланетарних машин [33, 34, 35, 36] в яких робоча ємкість з технологічним завантаженням встановлена з можливістю обертання навколо власної осі, центральної осі водила, крім того, робоча ємкість отримує вібраційний рух.

Машини роторного типу, головним чином, призначені для змішування сипких речовин в робочій ємкості за рахунок обертання в них одного, двох [37] або декількох роторів [38, 39], котрі можуть бути різних конструкцій.

У щіткових машинах [40] облой та ливники з оброблюваних деталей видаляються за допомогою спеціальних обертючих щіток. Щіткові машини розподіляються на типи: з рухомою робочою камерою та зі стаціонарною (нерухомою) робочою камерою.

При обробці виробів шляхом впливу на них направленою потоку середовища засобом дробометних машин [10], використовується кінетична енергія цього потоку. У якості середовища може застосовуватися один наповнювач або ж потік скрапленого газу або рідини з наповнювачем.

Окремий тип комбінованих машин, які є поєднанням у собі різних типів конструкцій пристроїв. Такими, наприклад, є пристрої для вібраційної шпіндельно-планетарної обробки деталей [41, 42], в яких оброблювані деталі закріплені на шпинделях, що виконують планетарний рух у робочих ємкостях, котрим надано вібраційного руху.

Машини, робоча ємкість яких виконує складний просторовий рух [43, 44, 45]. В таких машинах робоча ємкість не обмежується переміщенням в одній площині, а виконує складний просторовий рух одночасно відносно трьох взаємноперпендикулярних  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  осей координат, при цьому може ще й додатково здійснювати обертання навколо власної осі робочої ємкості.

Відома розробка швейцарської компанії Віллі А Бахофен (ВАБ) [46] Turbula, що представляє собою машину зі складним рухом робочої ємкості, сфера використання такої машини полягає переважно у забезпеченні процесів змішування гранульованих сипких речовин.

В роботі [10] описується загальний принцип роботи аналогічних до конструкції Turbula машин ТОМ-1 (турбулентно оброблювальна машина) та СМ-10 (смішувальна машина), що можуть бути використані для процесів обробки деталей.

Характер складного руху сипкого середовища [47] в робочій ємкості такої машин дуже подібний до турбулентного режиму руху рідини чи газу [48]. При обробці виробів турбулентним методом використовують механічну взаємодію між оброблюваними виробами, між виробами та внутрішньою поверхнею робочої ємкості, а також між оброблюваними виробами та наповнювачем.

В машині типу Turbula відбувається обертання ємкості навколо двох взаємоперпендикулярних осей. При цьому, вироби спочатку переміщуються в площині однієї основи робочої ємкості, яка виконана у формі циліндричного барабану, а потім, в міру обертання, ця основа переміщається вгору, а протилежна опускається; вміст робочої ємкості різко пересипається від одного торця до іншого, в результаті чого відбувається процес інтенсивного зняття припуску з поверхні оброблюваних деталей. В процесі обробки деталі займають різне положення в РС, піддаються впливу сил, вектори яких мають різний напрямок. Багаточисельні зіткнення виробів та твердих частинок наповнювача відбуваються одночасно з усіх боків, саме тому уся поверхня виробів оброблюється відносно рівномірно.

Співвідношення кількості виробів, наповнювача та об'єм незаповненого простору робочої ємкості визначають інтенсивність процесів обробки. Об'єм незаповненого простору [10] при турбулентній обробці повинен складати 20 – 25%. Співвідношення кількості виробів та наповнювача по об'єму може змінюватися при шліфуванні - від 1:1 до 1:2, при очищенні поверхонь деталей від заусенцій, задирок, облою та окалин, продуктів корозії - від 1:2 до 1:4, при оздоблювально-зачищувальних операціях та глянцюванні - від 1:2 до 1:3, при зміцненні поверхні - від 1:2 до 1:3. При обробці виробів з товщиною стінок менше 1 мм кількість наповнювача зменшується.

Режими обробки у машині зі складним рухом робочої ємкості можуть бути різними та залежать від габаритів оброблюваних деталей, від виду та розмірів гранул наповнювача, що застосовується, від товщини дефекту, що видаляється. Частота обертання може бути від 15 до 170 об/хв, коефіцієнт заповнення контейнера повинен становити  $\Theta \approx 80\%$ , співвідношення виріб - рідке середовище - наповнювач може складати 1:1:2. Такі методи рекомендується застосовувати для обробки виробів, які мають підвищену твердість та міцність: турбулентно-абразивний, кордний методи – для зачистки, турбулентно-абразивний – для шліфування, полірування, глянцювання та декоративного оздоблення виробів.

У якості середовища, що використовується при обробці деталей застосовують аналогічні типи наповнювачів, що й у обертових барабанах, а саме: бій абразивних кіл (при зачистці виробів абразивним методом), кордострічку (при зачистці виробів кордним методом), різної геометричної форми металеві та неметалеві гранули, різноманітні порошки (при поліруванні).

Турбулентна установка являє собою циліндричну ємкість, що обертається навколо власної осі та одночасно навколо двох осей, які є взаємоперпендикулярними та перпендикулярними до осі контейнера, та розташованих на його кінцях. Як правило, дана турбулентна установка складається із корпусу, в якому змонтовані електродвигун та редуктор з двома вихідними паралельними валами. На валах закріплені вилки, які охоплюють ємкість ближче до торців робочої ємкості по осям, що є перпендикулярні одна до одної та до вісі робочої ємкості.

Проаналізувавши описану конструкцію турбулентної машини, зроблено висновки, що деякі твердження потребують уточнення та іншого

формулювання. Так твердження, що турбулентна установка складається із корпусу, в якому змонтовані електродвигун та редуктор з двома вихідними паралельними валами не відповідає дійсності, адже ведучий та ведений вали мають різний характер обертального руху. Априорі, жодна з конструкцій турбулентної машини не дозволяє при однаковій чи при різних пропорціях розподілити крутний момент електродвигуна на ведучий та ведений вали засобом одного лише редуктора.

При огляді обладнання, яке використовується в галузі оздоблювально-зачищувальної обробки деталей було розглянуто різноманітну кількість обладнання за конструкцією. Так, деякі види обладнання, як обертові барабани, мають невисоку ефективність та низьку інтенсивність обробки деталей. До теперішнього часу в сфері дослідження та вдосконалення їх конструкцій опубліковано велику кількість наукових робіт. На відміну від тривіальних конструкцій обертових барабанів, щорічно зростає зацікавленість щодо значно ефективніших пристроїв, а саме: машин зі складним просторовим рухом робочої ємкості, які вже зарекомендували себе високою продуктивністю та інтенсивністю обробки виробів, значним зменшенням часу на відповідні оздоблювально-зачищувальні операції обробки деталей.

До безумовних переваг такого типу обладнання можна віднести: компактність, поліваріантність габаритних розмірів (об'єм робочої ємкості машини може бути від 2 до 1000 літрів), обробка деталей без виділення пилу, легка очистка робочої ємкості від використаних продуктів обробки.

Широкий спектр технологічних можливостей, висока продуктивність, а також очевидна наявність переваг у порівнянні з іншим подібним обладнанням сприяють все більшому поширенню використання конструкції такої машини. Водночас, залишається значна кількість аспектів, відносно яких ще не проводилися дослідження щодо методів обробки та, власне, самого складного ланцюга просторового механізму, яким і є сама машина. Такий факт привертає увагу та викликає зацікавленість багатьох дослідників.

### **1.3. Виконання технологічних процесів із використанням машин зі складним рухом робочих ємкостей типу "Turbula"**

У 60-х роках 20-го століття швейцарським конструкторським бюро фірми «Willy A. Bachofen» (WAB) було розроблено «базову» конструкцію машини, у якій робоча ємність виконувала складний просторовий рух. Упродовж наступних 50-ти років дана машина використовувалася виключно для реалізації технологічних процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин у різних галузях виробництва, де успішно себе зарекомендувала. Фото промислового змішувача «Turbula» представлено на рис. 1.4.



Рис. 1.4. Промисловий змішувач «Turbula»

Дана машина для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості являє собою подвійний карданний шарнір, що виконаний у вигляді просторового шестиланкового механізму з надлишковим зв'язком [49]. Надлишковим (пасивним) [50, 51] зв'язком називається такий зв'язок, видаливши який ступінь рухомості механізму не буде збільшуватися.

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 6 = 0, \quad (1.1)$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок просторового механізму;  $P$  – кількість кінематичних пар відповідного класу  $S$  утворених ланками механізму.

Згідно виразу (1.1), який є формулою Сомова-Малишева для визначення ступеня рухомості просторового механізму, встановлено: ступінь вільності механізму рівний нулю. Це свідчить про те, що в механізмі є один надлишковий зв'язок.

На теперішній час в карданних шарнірах загальноприйнятими є наступні положення. У подвійному кардані для отримання постійного передаточного числа вилки обох карданів на проміжному валу повинні розташовуватися в одній площині. В кожному кардані кут між осями повинен бути не більше  $45^\circ$  та аж ніяк не може складати  $90^\circ$ . Шестиланковий механізм машини зі складним рухом робочої ємкості спростовує такі положення. В такому механізмі кут між осями складає  $180^\circ$ , по  $90^\circ$  на кожен кардан. На проміжному валу (робоча ємкість) вилки обох карданів встановлені під кутом  $90^\circ$ . Конструкція механізму дає можливість передати крутний момент від ведучого до веденого валу машини, які є паралельними між собою.

У роботі [49] наголошується, що при постійній кутовій швидкості ведучого валу машини виникає нерівномірність обертання веденого валу. Екстремальні значення кутової швидкості веденого валу  $\omega_1$  та  $\omega_2$  (1.2) будуть

виникати тоді, коли з площиною осей валів співпадатиме одна із вилок проміжного валу. Передаточне число знаходиться за допомогою полюса зачеплення  $P$ , що умовно знаходиться в точці перетину осі шарніру вилки з лінією  $OC$ , яка сполучає кінці осей паралельних між собою валів.

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{OP}{CP} = \frac{x}{A_0 - x}. \quad (1.2)$$

Після повороту на  $90^\circ$ , коли з площиною осей ведучого та веденого валів буде співпадати вісь іншої вилки проміжного валу, тому:

$$\frac{\omega_2}{\omega_0} = \frac{A_0 - x}{x}. \quad (1.3)$$

На основі цих виразів та геометричних співвідношень ланок механізму було виведено вираз (1.4) для визначення коефіцієнту нерівномірності обертання веденого валу машини:

$$\delta = \frac{1}{y - \frac{1}{1+y}} - \left( y - \frac{1}{1+y} \right); \quad (1.4)$$

$$y = \frac{l_n}{l_k}, \quad (1.5)$$

де  $y$  – коефіцієнт, який характеризує відношення міжосьової довжини робочої ємкості  $l_n$  до міжосьової довжини вилок  $l_k$ .

Якщо  $y=1$ ,  $\delta=1,5$ , то обертання веденого валу машини, в основі якої лежить просторовий шестиланковий механізм, буде нерівномірним. Відомо [52], якщо  $y=1,41$ ,  $\delta=0,034 \approx 0$ , то ведений вал машини обертатиметься з практично постійною кутовою швидкістю, однак при цьому виникає циклічна зміна міжосьової відстані між валами, амплітуда якої буде доволі значною. Найменше значення довжини міжосьової відстані між ведучим та веденим валом можна знайти як:

$$A_x = l_n \sin \alpha + 2l_k \cos 45^\circ \cos \alpha. \quad (1.6)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{l_n}{2}}{l_k \cos 45^\circ} = \frac{y}{\sqrt{2}}. \quad (1.7)$$

Однак, у роботі [50] відсутні вирази за якими можна безпосередньо розрахувати величину амплітуди зворотно-поступального переміщення веденого валу в залежності від зміни міжосьової відстані робочої ємкості.

Відомий патент Російської Федерації [53], суть якого полягає в інтенсифікації процесів змішування речовин за рахунок збільшення амплітуди осьового переміщення робочої ємкості. Так, збільшуючи амплітуду осьового переміщення ємкості, паралельно авторами був знайдений метод усунення наявності надлишкового зв'язку у просторовому шестиланковому механізмі за рахунок введення в кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки – коромисла, вісь коливання якого знаходиться у горизонтальній площині.

Вагомих результатів щодо кінематичного і динамічного дослідження просторового механізму з надлишковим зв'язком машини для змішування та обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості було досягнуто [54] Хростицьким А.А. Він проводить аналогію з конструкцією просторового механізму Беннета [55]. В цьому механізмі вперше було усвідомлено наявність надлишкового зв'язку, а його рухомість пояснювалася особливими геометричними співвідношеннями розмірів ланок:

$$\frac{AB(DC)}{\sin \alpha} = \pm \frac{BC(AD)}{\sin \beta}, \quad (1.8)$$

де  $AB$ ,  $BC$ ,  $CD$ ,  $AD$  – довжини ланок механізму;  $\alpha$ ,  $\beta$  – кути коливань відповідних ланок механізму.

В роботах [56, 57, 58], Терешин В.А. намагається пояснити рухомість шестиланкового просторового механізму з надлишковим зв'язком, проводить його структурний аналіз, повторює конструктивні співвідношення визначені в роботі [49], дотримуючись яких, можна досягнути рухомості такого механізму:

$$l = l_2 = l_3 = l_4; \quad (1.9)$$

$$l_0 = l\sqrt{3}, \quad (1.10)$$

де  $l$  – загальна умовна довжина;  $l_2$ ,  $l_4$  – міжосьові відстані ведучої та веденої вилок відповідно;  $l_3$  – міжосьова відстань робочої ємкості;  $l_0$  – довжина стояка або розмір нерухомої ланки (відстань між осями обертання валів).

В роботі [58] проводиться дослідження геометрії просторового шестиланкового механізму на основі складання математичної моделі, а також знаходяться просторові траєкторії переміщення деяких його кінематичних пар. При проведенні дослідження кінематичний ланцюг механізму  $ABCDEF$  розривався на векторні контури  $ABC$  та  $DEF$ . Для них було складено матрицю переходу, яка при переході від  $i$ -ї системи координат до  $(i-1)$ -ї системи має вигляд:

$$H_{i-1,i} = \begin{pmatrix} A_{i-1,i} \cdot P_z(\varphi_i) r_{0(i)}^{(i-1)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (1.11)$$

де  $A_{i-1,i}$  – матриця направляючих косинусів;  $P_z(\varphi_i)$  – матриця повороту;  $r_{0(i)}^{(i-1)}$  – стовпчик координат центру  $O_i$  в системі  $O_{i-1}$ .

Було отримано функцію положення (1.12) кінематичної пари D, яку умовно можна представити як точку і розташувати на перетині вісі робочої ємкості з віссю кріплення веденої вилки, в залежності від кута повороту ведучого валу  $\varphi_i(q)$ .

$$\begin{pmatrix} -l_4 \cdot \sin(\varphi_4) \cdot \sin(\varphi_5) \\ l_4 \cdot \sin(\varphi_4) \cdot \cos(\varphi_5) \\ -l_5 - l_4 \cdot \cos(\varphi_4) \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_D^{(5*)} \\ y_D^{(5*)} \\ z_D^{(5*)} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1.12)$$

За аналогією можна знайти функцію положення точки C, яка розташована на перетині вісі робочої ємкості з віссю кріплення ведучої вилки. Побудувавши відповідну просторову діаграму положень було встановлено, що точки D та C



виконують просторове переміщення по траєкторіям, які розташовані на умовних сферичних поверхнях. Такий рух порівнюється з роботою плоского чотириохланкового двохкривошипного механізму з однаковими довжинами усіх ланок. В такому механізмі шатун виконує схоже переміщення: його кінематичні пари L та M, що належать шатуну, переміщаються по колам – шатунним кривим – з радіусами, які дорівнюють довжинам ведучого та веденого кривошипів KL та MN відповідно. У шестиланковому механізмі кінематичні пари D та C переміщаються по кривим, які нагадують еліпси. В точку дотикання цих еліпсів періодично приходять кінематичні пари D та C. Однак, якщо робота чотириохланкового механізму не залежить від дотримання чітких геометричних співвідношень, то для шестиланкового механізму такий режим роботи не є можливим в силу його просторової специфікації, адже розміри обох еліпсів траєкторій та радіуси сфер, на котрих умовно розташовані відповідні траєкторії, повинні бути однаковими. Авторами було зроблено висновок, що надлишковий зв'язок присутній в ланцюзі механізму внаслідок його особливої структури та без зміни конструкції механізму не може бути усунутий.

Однак, варто зауважити, що в роботах [56, 57, 58], не дивлячись на добре викладену особливість структури та геометрії просторового шестиланковика, а також розкрити тематику наявності надлишкового зв'язку в кінематичному ланцюзі машини, фактично не подано жодних конкретних шляхів вирішення цієї проблеми.

Деяко схожа за своїми висновками та результатами до робіт [50, 56] є суть робіт [59, 60]. При проведенні дослідження кінематичний ланцюг шестиланкового механізму ABCDEF був розірваний в місці утворення кінематичної пари E. З кожною ланкою механізму було пов'язано локальну систему координат (ЛСК), направляючи вісь  $z_i$  по осях відповідних шарнірів. Введені відносні кути поворотів ланок  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  та  $\varphi_5$ . Після чого було визначено проекцію вектора  $\bar{n}_z$  на вісь  $z_i$ :

$$\begin{aligned} \bar{n}_z &= -\sin(\varphi_2) \cdot \cos(\varphi_3) \cdot \sin(\varphi_4) + \cos(\varphi_2) \cdot \cos(\varphi_4) = \\ &= -M \frac{\sqrt{1+3\sin^2(q)}}{2} \cdot \frac{1-3\sin^2(q)}{1+3\sin^2(q)} \cdot \left( -M \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \cos(q) \cdot \sqrt{1+3\sin^2(q)} \right) + \\ &+ \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \cos(q) \cdot \frac{3\sin^2(q)-1}{2} = 0. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Коефіцієнт нерівномірності обертання веденого валу машини складає:

$$\delta = \left( \frac{\dot{\psi}}{\dot{q}} \right)_{\max} - \left( \frac{\dot{\psi}}{\dot{q}} \right)_{\min} = 1,5. \quad (1.14)$$

Рекомендовано використовувати змішувач лише на відносно невеликих швидкостях із-за великих інерційних навантажень.

Суть робіт [61, 62] полягає у силовому дослідженні просторового шестиланкового механізму. Досліджений випадок статичного навантаження, силовий розрахунок виконаний при умові, що до механізму в точці S, яка розташована на середині осі робочої ємкості, прикладено зовнішнє навантаження, що характеризується силою  $G_{x,y,z}^{(0)}$  та моментом  $M_{x,y,z}^{(0)}$ :

$$U^G = (G_x^{(0)}; G_y^{(0)}; G_z^{(0)}; M_x^{G(0)}; M_y^{G(0)}; M_z^{G(0)})^T. \quad (1.15)$$

Так виконувався розрахунок статично визначеного механізму, для чого відкидався зв'язок в кінематичній парі F. Так записано п'ять рівнянь моментів відносно осей обертання для ділянок наступних кінематичних ланцюгів AF, BF, CF, DF, EF, для визначення реакцій у всіх кінематичних парах механізму:

$$M_{Az} = 0; M_{Bz} = 0; M_{Cz} = 0; M_{Dz} = 0; M_{Ez} = 0. \quad (1.16)$$

Вираз для визначення реакцій у всіх кінематичних парах механізму:

$$R_i^G = c_i e_i U^G, i = 1..6, \quad (1.17)$$

де  $e_i$  -  $(6 \times 6)$  - матриця взаємних податливостей;  $c_i = \text{diag}\{c_{ij}\}$  - матриця приведених жорсткостей ( $j=1..6$ ), що створюються пружними властивостями ланки ( $i-1$ ):

$$U^G = (0; -1; 0; 0; 0; 0)^T. \quad (1.18)$$

З усього вищесказаного зрозуміло, що машина для змішування та обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості є принципово складною конструкцією просторового шестиланкового механізму з наявністю надлишкового зв'язку. Саме тому, структурний аналіз, кінематичне та силове дослідження конструкції, а також розробка методів раціонального усунення впливу надлишкового зв'язку потребують значної уваги з боку дослідників машини. Таким чином, на основі попередніх досліджень виникає необхідність розробки конструкцій машин зі складним рухом робочих ємкостей, які за своєю специфікою функціонування можуть реалізуватися для різних типів обробки деталей при поєднанні ними умов для створення відповідних режимів руху сипкого робочого середовища. Для рішення цієї задачі необхідно встановити взаємозв'язок між різними типами конструкції однієї машини та відповідними оздоблювально-зачищувальними операціями обробки деталей, що виконуватимуться на машині відповідної конструкції.

#### **1.4. Огляд робіт у галузі дослідження переміщення сипкого середовища в рухомих робочих ємкостях та потужності, що споживається на ведучому валу машини**

В роботах [63, 64, 65] показано, що переміщення сипкого робочого середовища у змішувальних та галтувальних робочих ємкостях, може реалізовуватися за рахунок каскадного, водоспадного та змішаного або закритичного режимів руху. Кожен режим руху відповідає певному типу обробки деталей різних галузей промисловості або змішування сипких речовин.

Каскадний режим руху [66, 67] спостерігається при невеликій частоті обертання робочої ємкості або при низькій кутовій швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємкості. Основний масив частинок рухається по круговим траєкторіям зі швидкістю обертання циліндричного барабану. В машинах зі складним рухом робочої ємкості вони можуть рухатися і по інших, відмінних від кругових траєкторій, однак верхній шар сипкого матеріалу фактично не відривається від загального масиву і, тим паче, від стінок робочої ємкості. Частинки, досягнувши верхнього положення, зсипаються вниз по похилій площині. При каскадному режимі руху відсутній

вільний політ частинок. Об'єм сипкого матеріалу, що рухається на 10% більше від статичного об'єму.

Зі збільшенням частоти обертання барабану чи кутової швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємкості настає змішаний режим руху [68], який характеризується поєднанням у собі каскадного та водоспадного режимів. Спостерігається відрив верхнього шару сипкого матеріалу від загального масиву. Перехід від каскадного до змішаного режиму руху [69, 70] відбуватиметься в тому випадку, якщо від загальної маси сипкого середовища відділиться такий об'єм частинок, що відповідатиме приблизно 50% від загального масиву. Частинки з кругових траєкторій переходять на параболічні, а потім, падаючи на масив матеріалу, скочуються або проковзують по ньому і знову повертаються на кругові траєкторії. Об'єм, зайнятий рухомим матеріалом, значно перевищує статичний об'єм.

При ще більш високій частоті обертання барабану чи кутовій швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємкості змішаний режим руху переходить у чисто водоспадний, який характеризується замкненими траєкторіями, що не перетинаються. При водоспадному режимі відсутня ділянка пересипання частинок, а практично увесь об'єм сипкого матеріалу відриватиметься від поверхні стінок робочої ємкості.

Деяко відмінна характеристика водоспадного режиму руху описується в монографії В.Ф. Першина [71]. В обертових барабанах відбувається циркуляційний рух, при якому матеріал утворює замкнений циркуляційний контур, при цьому частина сипкого матеріалу рухається або ж по відкритій поверхні викривленого сегменту сипкого масиву, або ж знаходиться в польоті. Тут наголошується на тому, що не весь масив сипкого матеріалу, при водоспадному режимі, повинен відриватися від стінок робочої ємкості.

Відомий також закритичний режим руху [71], при якому весь сипкий масив обертається разом з барабаном. Він характерний виключно для обертових машини, виникає за рахунок того, що значення нормальних (відцентрових) сил інерції перевищує значення сил тяжіння. Виникає при значній частоті обертання циліндричного барабану. У машині зі складним рухом робочої ємкості виникнення такого режиму руху априорі не є можливим за рахунок перманентної циклічної зміни напрямку руху сипкого масиву.

Проведеними раніше дослідженнями [5, 66, 68, 69] встановлено, що для оздоблювально-зачисної обробки раціонально реалізовувати каскадний режим, у ряді випадків може застосовуватись каскадно-водоспадний режим руху.

Як вже зрозуміло, зміна режимів руху сипкого середовища в робочій ємкості залежить від частоти обертання барабану або кутової швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємкості.

Схеми режимів руху сипкого середовища в циліндричному обертовому барабані за В.Ф. Першином представлені на рис. 1.5.

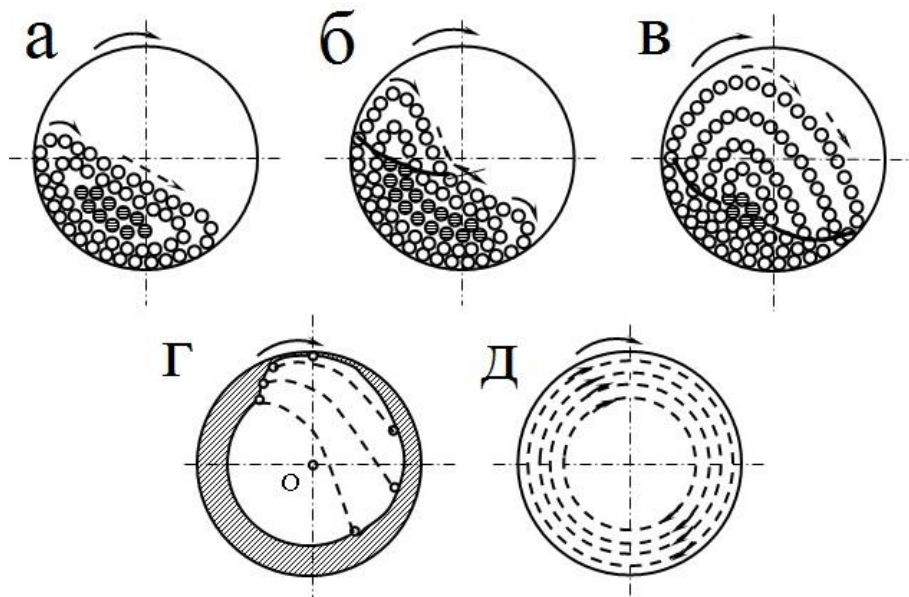


Рис. 1.5. Схеми режимів руху робочого масиву в поперечному перерізі обертальної ємності: а) каскадний режим; б) змішаний режим; в) водоспадний режим; г) передкритичний режим; д) надкритичний режим

В.І. Коротич, у своїх роботах [64, 65], наголошує на тому, що математичний опис каскадного режиму руху ускладнюється впливом взаємодії між частинками. При змішаному та чисто водоспадному режимах такий вплив не є значним, тому геометричне місце точок переходу частинок з кругових траєкторій на параболічні визначається із рівності нулю проекцій всіх сил, що діють на окрему частинку. Виконані автором дослідження показують, що при ступенях заповнення барабану  $\Theta=5-15\%$  відбувається значне проковзування сипкого масиву по поверхні барабану, а при  $\Theta > 30-40\%$  таке проковзування вже значно менше.

Відома велика кількість робіт [73, 74, 75, 76] щодо специфіки дослідження процесів змішування сипких речовин в поперечному та осьовому напрямках циліндричного гладкого барабану обертових машин за допомогою різних методик. Так у роботах [77, 78, 79] використовується "одночастковий" підхід, при якому розглядається рівновага та динаміка окремої частинки. Закони, які описують рух сипкого масиву та зміну режимів руху сипкого робочого середовища є аналогічними до виразів, які описують переміщення окремої однієї частинки. Однак, такі методики часто піддаються критиці та викликають скептичне ставлення деяких науковців за рахунок того, що вони не надають дійсних уявлень про переміщення усього сипкого робочого масиву. В дійсності такий підхід можна успішно застосовувати лише для опису вільного руху, наприклад, при вільному падінні сипкого матеріалу з лопатей.

У роботах [80, 81] застосовується метод "в'язкого плинину", згідно якого рух сипкого матеріалу розглядається як плин в'язкопластичного середовища. Недолік даного методу заключається в тому, що залежності, котрі використовуються в ньому, містять емпіричні коефіцієнти, які потребують їх встановлення на спеціальних лабораторних установках. Крім цього, метод

описує симетричну відносно центру циркуляції границю розподілу шарів, що не відповідає реальній картині, особливо при швидкостях обертання циліндричного барабану, які є більшими за 0,2 від критичної кутової швидкості.

Окрім описаних вище, розроблений енергетичний метод [82, 83, 84, 85] опису руху сипкого матеріалу в поперечному перерізі гладкого обертового циліндричного барабану, в основі якого полягає гіпотеза про те, що потенціальна енергія сипкого матеріалу, котрий знаходиться в шарі, який підіймається, при встановленому режимі руху є постійною величиною, рівною потенціальній енергії усього сипкого масиву в знерухомленому барабані.

В роботі [71] встановлено вирази для визначення критичної кутової швидкості обертання циліндричного барабану для окремої одиничної частинки, при якій вона почне обертатися разом з обичайкою барабану. Для визначення числового значення  $\omega_{кр}$  розглядалися умови рівноваги окремої частинки в поперечному перерізі гладкого циліндричного барабану (рис. 1.5) з горизонтальною віссю обертання в точках  $L$  (1.19) (відповідає середньому положенню, віддаленому по горизонталі від осі барабану на величину радіуса) та  $P$  (1.20) (відповідає максимальному верхньому положенню):

$$mg - f_{mp} m \omega_{кр}^2 = 0 \Rightarrow \omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{f_{mp} R}}; \quad (1.19)$$

$$mg - f_{mp} m \omega_{кр}^2 = 0 \Rightarrow \omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{f_{mp} R}}, \quad (1.20)$$

де  $m$  – маса частинки;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $f_{mp}$  – коефіцієнт тертя частинки по внутрішній поверхні барабану;  $R$  – відстань від вісі обертання барабану до центра мас частинки відповідним діаметром  $d$  (оскільки  $R \gg d$ , значення  $R$  приймають рівним внутрішньому радіусу барабана).

Якщо ступінь заповнення барабану матеріалом становить  $\xi$ , то кутова швидкість обертання барабану, при якій увесь матеріал буде обертатися разом з ним, визначатиметься з наступних формул:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R f_{mp.m} (1 - \xi)^{0,5}}}; \quad (1.21)$$

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R (1 - \xi)^{0,5}}}, \quad (1.22)$$

де  $f_{mp.m}$  – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу;

Однак, на практиці використовують більш тривіальні формули:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R}}. \quad (1.23)$$

Відома також емпірична формула щодо визначення кутової швидкості обертання барабану необхідної для досягнення циркуляційного (водоспадного) режиму руху сипкого середовища:

$$\omega_{\text{бараб}} = (0,1 \dots 0,6) \omega_{\text{кр}}, \quad (1.24)$$

де  $\omega_{\text{кр}}$  – критична кутова швидкість, при якій частинка починає обертатися разом з обичайкою барабану.

Однак, у виразі (1.24) емпіричний коефіцієнт має великий діапазон значень, що виключає можливість точно встановити необхідну кутову швидкість обертання барабану для реалізації відповідного режиму руху сипкого середовища.

Для машин барабанного типу [86] отримано вираз для визначення числового значення кута  $\alpha_\omega$ , при якому частинка починає рухатися. Це значення залежить від положення частинки на відкритій поверхні, тобто від величини кута  $\varphi$ , що характеризує кут між радіусом циліндричного барабану, який сполучає центр барабану з центром частинки, що знаходиться у відповідному місці та апроксимованою прямою щодо поверхні сегменту масиву сипкого матеріалу:

$$\alpha_\omega = \arccos \left\{ \left[ \begin{array}{l} -f_n \omega^2 R \frac{(\sin \delta_0 + f_n \cos \delta_0)}{g} + \\ + \sqrt{f_n^2 + 1 - \omega^4 R^2 \frac{(\sin \delta_0 + f_n \cos \delta_0)}{g^2}} \end{array} \right] / (f_n^2 + 1) \right\}. \quad (1.25)$$

В роботі [87] за допомогою рівняння описано рух однієї частинки для шару матеріалу, що скочується по внутрішній поверхні барабану:

$$\ddot{x}_1 m + \varphi_g m g \cos \alpha_c - m g \sin \alpha_c = 0, \quad (1.26)$$

де  $m$  – маса частинки;  $g$  – сила тяжіння;  $\alpha_c$  – кут нахилу сегменту сипкого середовища;  $\varphi_g$  – кут між довжиною, яка сполучає центр барабану з окремою частинкою та лінією поверхні сегменту сипкого середовища.

Після інтегрування рівняння (1.26) отримано вирази для визначення швидкості руху частинки та відповідно її переміщення:

$$\dot{x}_1 = (g \sin \alpha_c - \varphi_g g \cos \alpha_c) r + c_1; \quad (1.27)$$

$$x_1 = 0,5(g \sin \alpha_c - \varphi_g g \cos \alpha_c) r^2 + c_1 r + c_2. \quad (1.28)$$

Постійні інтегрування  $c_1$  та  $c_2$  були знайдені як:

$$\dot{x}_1(0) = -\omega r; \quad (1.29)$$

$$x_1(0) = (R^2 - R_c^2)^{0,5} - (R_1^2 - R_c^2)^{0,5}, \quad (1.30)$$

де  $R$  – радіус, на якому знаходиться частинка в момент переходу із масиву, котрий підіймається в масив, що скочується.

В роботі [88] проведено розрахунок розподілення сипкого матеріалу по поверхні обертового циліндричного барабану. Площа сипкого матеріалу  $S_{\text{П}}$  в

поперечному перерізі барабану дорівнює сумі двох площин: площі кругового сегменту  $S_{AD}$  та фігури, обмеженої прямою  $CD$ , іншого кола  $BD$  та кривої  $CB$ ,  $S_{CDB}$ :

$$S_{CDB} = \iint_S dS = \int_0^{Y_B} [f_1(y_1) - f_2(y_2)] dy, \quad (1.31)$$

Де  $Y_B = 2 \sin \delta_0 \sin(\delta_0 - \delta_1)$  – ординати  $B$  в системі координат  $X_1CY_1$ .

$$f_1(y_1) = \sqrt{R^2 - (y_1 - R \cos \delta_1)^2}; f_2(y_2) = \sqrt{y_1 / a}. \quad (1.32)$$

Відомі значні досягнення науковців Michele Marigo, D.L. Cairns, M. Davies, A. Ingram та ін. у сфері дослідження процесів змішування сипких речовин у машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух за допомогою методу моделювання дискретних елементів складного руху сипкого матеріалу [89, 90, 91].

Так Michele Marigo у роботі [89] за допомогою програмного забезпечення DEMSolutions та розроблених алгоритмів розрахунку [92] встановив, що необхідний рівень заповнення робочої ємкості сумішшю сипких матеріалів для забезпечення якісного процесу змішування повинен становити 50% від загального об'єму РС.

В роботах [89, 93, 94] було розглянуто вплив принципу завантаження суміші сипких речовин в середину робочої ємкості на інтенсивність змішування. При завантаженні сипкої суміші з двох фракцій в циліндричний барабан різних типів машин розглядаються дві моделі завантаження: поперечна та осьова. Було встановлено, що значно кращих результатів змішування сипких речовин можна досягнути при поперечному завантаженні. При осьовій моделі завантаження дві фракції сипких речовин значно гірше піддаються процесу змішування за рахунок того, що основне переміщення сипкого масиву відбувається вздовж осі ємкості. Однак, для циліндричного барабану, вісь обертання якого знаходиться під кутом  $\alpha=30^\circ$ , кращою моделлю завантаження буде осьова. На основі визначення коефіцієнтів дисперсії частинок в осьовому та радіальному напрямках визначено, що домінуюче змішування в робочій ємкості відбуватиметься в осьовому напрямку. Осьовий та радіальний коефіцієнти дисперсії визначалися як квадрат осьових та радіальних зміщень всіх частинок усередині РС за один оберт ведучого валу машини:

$$D_r = \frac{1}{N-1} \sum_{k=1}^{k=N-1} \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (r_i^{k+1} - r_i^k)^2}{(t^{k+1} - t^k)n}, \quad (1.33)$$

$$D_x = \frac{1}{N-1} \sum_{k=1}^{k=N-1} \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (x_i^{k+1} - x_i^k)^2}{(t^{k+1} - t^k)n}; \quad (1.34)$$

де  $x_i^k$  та  $x_i^{k+1}$  осьові положення частинки  $i$  в момент часу  $t^k$  та в момент часу  $t^{k+1}$  відповідно;  $n$  – загальна кількість частинок;  $N$  є кількістю обертів ведучого валу машини, ( $N = 15$ );  $r_i^k$  та  $r_i^{k+1}$  це радіальні положення частинок  $i$  в момент часу  $t^k$  та в момент часу  $t^{k+1}$  відповідно;  $(t^{k+1} - t^k)$  – відповідають періоду обертання валу.

Процес змішування двох фракцій сипких речовин у робочій ємкості визначається з точки зору сегрегації [95, 96], що полягає у використанні принципу розподілу контактів між одиничними частинками, який описаний у роботах [97, 98]. Параметри індексу сегрегації  $S$  [99] визначаються на основі контакту між різними однаковими частинками А та В двох різних фракцій:

$$S = \frac{C_{AA}}{C_{AA} + C_{AB}} + \frac{C_{BB}}{C_{BB} + C_{AB}}, \quad (1.35)$$

де  $C_{AA}$ ,  $C_{BB}$ ,  $C_{AB}$  – кількість контактів між частинками різних фракцій.

Індекс сегрегації може бути в діапазоні між  $0 \leq S \leq 2$ , для випадкових сумішей його значення приймають:  $S = 1$ . По обидві боки значення  $S = 1$  будуть нестійкі стани сегрегації:  $S = 2$  – початкова умова заповнення ємкості,  $S = 0$  – ідеально впорядкована змішана система, з відсутніми  $C_{AA}$  або  $C_{BB}$  контактами, зрозуміло, що такий стан сипкого середовища є умовним та практично недосяжним.

М. Marigo [89] зазначає, що орієнтовно після 15 обертів ведучого валу відбувається зсув основного масиву сипкого матеріалу до одного з торців робочої ємкості. Таке явище викликане значними силами інерції діючими в осьовому напрямі та направленими в бік основи циліндричного барабану, яка розташована у місці кріплення веденої вилки. Було встановлено, що покращити інтенсивність процесів змішування сипких речовин можна за рахунок встановлення спеціальної перегородки в робочу ємкість, яка розташована вздовж вісі ємкості та складається з двох протилежних конусів, орієнтованих уздовж поздовжньої осі з виконаним кубічним елементом в їх центрі.

Крім того, в дисертації М. Marigo [89] за допомогою моделювання руху сипкого середовища в середині обертових робочих ємкостей та ємкостей, котрі виконують складний просторовий рух встановлено, що при каскадному режимі руху лише невелика частина сипкого середовища переміщається відносно загального статичного сипкого масиву. На рис. 1.6 представлено схеми переміщення шарів сипкого масиву в середині обертового барабану та робочої ємкості типу Turbula взяті з матеріалів роботи [71].

Проаналізувавши схеми переміщення сипкого масиву у двох ємкостях при забезпеченні однакового режиму руху, можна, по-перше, ще раз переконатися у тому, що інтенсивність переміщення сипкого середовища в середині робочої ємкості типу Turbula значно більша, ніж в обертовому барабані, а, по-друге, впевнитися у тому, що найбільш інтенсивна обробка виробів відбуватиметься у верхніх шарах сипкого масиву. Спираючись на вирази, які наведені в роботі [71] та схеми представлені на рис. 1.6, можна переконатися, що приблизна висота рухомого шару сипкого масиву, що має найбільшу швидкість переміщення по відношенню до умовно знерухомленої частини сипкого середовища не перевищує 0,1 м.



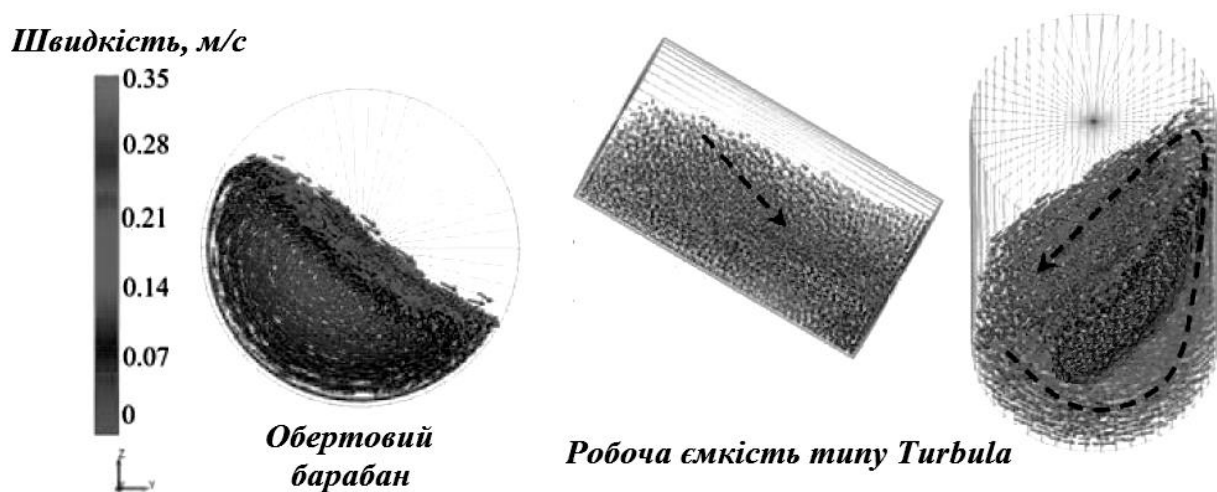


Рис. 1.6. Схеми переміщення шарів сипкого масиву в середині обертового барабану та робочої ємкості типу Turbula взяті з матеріалів роботи [71]

Не дивлячись на те, що конструкція машини типу Turbula відома ще з 1960 року та характеризується своїми явними перевагами з-поміж інших більш простих типів подібного обладнання, до теперішнього часу сфера застосування її полягає переважно у галузі процесів змішування сипких речовин. Лише на оглядовому рівні подано інформацію щодо процесів обробки деталей засобом такої машини. На відміну від добре досліджених процесів змішування сипких речовин та оздоблювально-зачищувальних операцій у обертових циліндричних барабанах, для конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості не встановлено граничні значення кутової швидкості ведучого валу, які впливають на зміну режимів руху сипкого середовища в середині ємкості, відсутня повноцінна інформація щодо конструкції кінематичного ланцюга машини та кінематики переміщення сипкого середовища.

З представленої вище інформації зроблено висновок, що отримані результати різних дослідників в деяких аспектах мають відмінний, а іноді й суперечливий характер. Так, наприклад, у роботі [10] наголошується на тому, що заповненість робочої ємкості, що виконує складний просторовий рух при обробці деталей повинна становити 80% від її загального об'єму, в той час, як автор М. Marigo [89], на основі своїх досліджень та розрахунків вказує, що заповнення робочої ємкості не повинно перевищувати 50%. Автор В.І. Коротич [64, 65] вважає, що при коефіцієнтах заповнення циліндричного барабану  $\Theta > 30-50\%$  практично відсутнє вільне проковзування сипкого масиву по його поверхні, що не може забезпечити виконання технологічних операцій щодо якісної обробки поверхонь виробів, значно збільшує час, що витрачається на обробку деталей. В.І. Коротич не рекомендує заповнювати ємкість більш ніж на 50% від її загального об'єму.

Окрім цього, неможливо з раціональної точки зору порівнювати між собою результати, отримані щодо процесів змішування та обробки виробів у машинах з обертовою робочою ємкістю та машинах з робочою ємкістю, що виконує складний просторовий рух.

Однак, велика кількість науковців у своїх висновках схильна до твердження, що обробка деталей та змішування речовин у машині зі складним рухом робочої ємкості є більш інтенсивною та продуктивною, ніж при використанні інших типів обладнання, деякі види якого, наприклад, обертові барабани є застарілими малоефективними конструкціями, які поступово втрачають свій авторитет, вилучаються або замінюються на більш актуальні конструкції машин, що застосовуються на підприємствах.

Потужність, що споживається машиною [100] визначається на основі моменту опору. В звичайних барабанних змішувачах сипкий матеріал рухається під дією сил тяжіння. При обертанні робочої ємкості її вміст власною вагою створює момент опору, який перешкоджає її обертанню. Збільшення завантаженості робочої ємкості до 50% підвищує момент опору обертанню, але подальше її збільшення супроводжується зниженням цього моменту. Таким чином, максимальний момент опору  $M_{MAX}$  [Нм] [101] визначатиметься як:

$$M_{MAX} = R_{Ц} mg, \quad (1.36)$$

де  $R_{Ц}$  – відстань від центру тяжіння завантаженого матеріалу до осі обертання при 50%-му завантаженні робочої ємкості, м;  $m$  – маса, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m \cdot c^{-2}$ . В свою чергу, максимальну потужність, що споживається барабанними машинами  $P_{MAX}$  [Вт], достатню для якісного змішування чи обробки деталей, незалежно від коефіцієнта заповнення робочої ємкості, кута внутрішнього тертя та конструкції корпусу, можна визначити за формулою:

$$P_{MAX} = M_{MAX} \omega_{KP}, \quad (1.37)$$

де  $\omega_{KP}$  – критична кутова швидкість обертання робочої ємкості,  $рад \cdot c^{-1}$ .

Потужності відцентрових машин, необхідні при перемішуванні сипких матеріалів, знаходяться по відомих емпіричних формулах, виведених у роботі [102], відомі також вирази, які дозволяють визначити затрати енергії на змішування в планетарних та шнекових змішувачах [103]. У роботі [104] наголошується на тому, що потужність, яка споживається машинами, котрі використовують для змішування сипких речовин, виражають як різницю потужності машини під навантаженням  $P_{Ц}$  та потужності холостого ходу  $P_{ХХ}$  на тих само обертах:

$$P = P_{Ц} - P_{ХХ}. \quad (1.38)$$

Усі розглянуті матеріали, що дозволяють визначити потужність на основі моменту опору непридатні для машини зі складним рухом робочої ємкості. Якщо при роботі звичайних барабанних змішувачів, за рахунок простого обертання барабану, виникає сталий момент опору, котрий не змінюється за один повний оберт барабану і визначається на основі відносно тривіальних формул, то при роботі машини зі складним рухом робочої ємкості момент опору ведучого валу змінюватиметься декілька разів за один його повний оберт, при чому, навіть досягатиме від'ємних значень, тобто, навпаки в деяких моментах допомагатиме обертати ведучий вал та робочу ємкість. Саме тому, вищепредставлені вирази можуть надати лише загальні уявлення та "точки

опору" щодо формулювання окремої спеціальної теорії щодо визначення моменту опору та потужності, що споживається машиною зі складним рухом робочої ємкості на її ведучому валу.

### **1.5. Технологічні вимоги, що ставляться до виробів легкої промисловості, які обробляються у машинах зі складним просторовим рухом ємностей**

Об'ємній обробці деталей технологічним середовищем у ємностях, які виконують складний просторовий рух можуть піддаватися різноманітні деталі легкої промисловості. В переважній більшості – це фурнітурні вироби (гудзики, застібки, пряжки, деталі замка «блискавка» тощо), а також деталі взуття, зокрема, наприклад, підбори.

Дані типи деталей можуть бути, як пластмасові, так і металеві (для металевих деталей замка «блискавка» найчастіше використовують цинкові сплави). В залежності від формоутворення (лиття чи механічна обробка) дані деталі потребують різного роду фінішних технологічних операцій, на які може витрачатися до 70 – 85% загального технологічного часу.

Наприклад, як зазначалося вище, полімерні заготовки гудзиків, які виготовлені шляхом різання із використанням універсальних верстатів (різання, штампування, вирізання, вирубання заготовок), потребують виконання галтувальних технологічних операцій покращення якості їх поверхні, а саме: шліфування чи полірування. При поліруванні та шліфуванні полімерних деталей застосовується вологе галтування із додавання у робочий масив буферного розчину – зазвичай води. При поліруванні чи шліфуванні дрібних металевих деталей застосовується сухе галтування, додавання рідини (води) – не рекомендовано. Металеві деталі, які отримані шляхом лиття у спеціальних прес-формах, потребують їх відділення від ливників, облою та заусенцій, заокруглення гострих кромки та країв. Пластмасові деталі, отримані шляхом лиття, зазвичай виробляються із еластичних матеріалів. Від так, їх обробка за допомогою ударної взаємодії при кімнатній температурі неможлива. Встановлено, що при зниженні температури еластичність полімерів зменшується, а при досягненні температури крихкості вони поведуться, як крихкі матеріали і руйнуються при величині відносної деформації <10%. Таким чином, такі пластмасові відливки потребують подальшого відділення від ливників технологічним середовищем виключно у замороженому стані, при цьому, необхідним є додавання холодоагентів у робочий масив.

Охолодження деталей здійснюється різними способами: введенням в зону обробки холодоагенту у виді двоокису вуглецю (рідкого або твердого), рідкого азоту або шляхом охолодження камери з робочим середовищем за допомогою холодильної установки. Значні переваги має рідкий азот. Він забезпечує охолодження до температури  $-195,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , подача його в зону обробки не складає значних труднощів, він нешкідливий для навколишнього середовища.

У залежності від виду оброблюваних деталей та необхідного типу їх обробки ставляться різні вимоги до їх якості, зовнішнього вигляду, який характеризується естетичними та ергономічними властивостями, їх

технологічності та універсальності конструкції, фізико-механічних властивостей тощо.

Показниками якості оброблених деталей вважаються їх кількісні характеристики – це межі відхилення від номінальних розмірів (допуски розмірів) та значення шорсткості чи хвилястості поверхні. Однак, в переважній більшості випадків, дані кількісні показники якості оброблених деталей легкої промисловості не являються першочергово важливими. Зазвичай якість таких деталей, як гудзики, застібки, пряжки, підбори тощо визначається органолептичним методом. В першу чергу, такі деталі повинні відповідати естетичним та ергономічним вимогам, мати привабливий естетичний вигляд.

Деталі, які використовуються у машинобудуванні, приладобудуванні, в тому числі, деякі фурнітурні деталі легкої промисловості умовно можна розділити на три типи: контактно-відповідальні, неконтактно-відповідальні та допоміжні. Переважна більшість фурнітурних деталей легкої промисловості відносяться до останньої групи. Однак, є й такі фурнітурні деталі легкої промисловості, які слід віднести до контактно-відповідальної групи, зокрема, це деякі деталі замка «блискавка», завдяки яким безпосередньо відбувається замикання та розмикання самої блискавки на основі їх контактної взаємодії між собою. До таких деталей слід віднести: корпуси замків, фіксатори та самі зубці замка. Таким чином, в процесі обробки, до таких типів деталей ставляться підвищені вимоги.

Зовнішній вигляд оброблених деталей, а також можливі дефекти зовнішнього вигляду залежать від багатьох факторів, зокрема, від якості та стану самого матеріалу та технології формоутворення виробів, від розмірів (габаритів) та конструкції виробів тощо. Визначення найбільш типових дефектів на окремих типах виробів регламентується відповідними нормативними документами (державними стандартами, технологічними регламентами виготовлення деталей тощо). Наприклад, у ГОСТ 24105-80 описуються поняття у сфері дефектів пластмасових виробів, отриманих шляхом формування та лиття, які визначаються суто візуально.

Згідно ГОСТ 24105-80 для виробів із пластмас допускаються напливи матеріалу на виробах, в залежності від типу наповнювача, в діапазоні від 0,03 до 1,5 мм. Також можуть допускатися відхилення по зовнішньому вигляду виробів: відбитки від тріщин, незначні подряпини, що не виходять за межі допуску на розмір самого виробу.

У відповідності до «Технологічного регламенту виробництва поліефірних листів, заготовок та гудзиків», затвердженого на ПАТ «Поліпласт» ставляться вимоги щодо їх якості. Таким чином, для кожного типу гудзиків задаються відхилення розмірів та форми, взаємного розміщення оброблених поверхонь. Ці відхилення перевіряються вибірці зразків після їх формоутворення та після виконання галтувальних операцій технологічним середовищем. Також, по завершенню галтувальної технологічної операції шліфування чи полірування поверхні виробів виконується перевірка їх якості на основі порівняння з еталонним зразком. За рідким виключенням може реалізовуватися кількісна перевірка якості поверхні – визначення величини мікронерівностей профілю

(шорсткості поверхні) із використанням прямих методів, а саме, застосовують щупові (профілометри та профілографи) та оптичні (інтерференційні мікроскопи) методи, інколи можливе також кількісне визначення блиску поверхні за допомогою блискомірів.

На основі ГОСТ 25140-93, ГОСТ 19424-74 регламентується якість відлитої форми з цинкових сплавів, що використовуються для подальшої безпосередньої відливки деталей замка «блискавка». У відповідності до затвердженого на ПрАТ «Молнія» «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників» регламентується вже якість відділених від ливників деталей. Таким чином, після обробки, наприклад, такі контактні-відповідальні типи деталей, як корпуси, що безпосередньо використовуються для замикання та розмикання замка «блискавка», обов'язково, в автоматичному режимі, проходять перевірку на калібрах щодо дотримання допусків розмірів за відповідними квалітетами точності. У зв'язку з цим, при відділенні таких деталей від ливників необхідно обмежувати інтенсивність переміщення робочого масиву в середині рухомих ємностей. З одного боку підвищення інтенсивності переміщення робочого масиву в середині рухомих ємностей буде збільшувати продуктивність виготовлення деталей в цілому, однак, з іншого боку це може призвести до порушення точності «відповідальних» розмірів, що буде спричинене пластичною деформацією самих деталей внаслідок їх високої кінетичної енергії переміщення та сильного удару по стінкам ємності.

Для інших допоміжних деталей замка «блискавка» ставляться значно простіші вимоги, зокрема, усі залишки ливників повинні бути відділені від деталі; поверхня деталей повинна бути гладкою: без задирок, заусенцій та слідів облою; на деталях допускаються незначні сліди залишків ливників та облою, розміром не більш ніж 0,05 мм.

Таким чином, представлені та визначені показники якості пластмасових та металевих фурнітурних деталей легкої промисловості. В переважній більшості якість таких деталей визначається органолептичним методом. Сформовані вимоги до зовнішнього вигляду, як пластмасових деталей, так і металевих деталей замка «блискавка» та визначені допустимі в процесі виконання об'ємної обробки технологічним середовищем дефекти деталей. Представлена вище інформація являється вихідною при проектуванні раціональних процесів та обладнання для реалізації об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

## **Висновки до 1-го розділу.**

Аналітичний огляд досліджень у галузі об'ємної обробки деталей технологічним середовищем дозволив зробити наступні висновки:

1. Розглянуто різні типи обладнання, яке використовується для об'ємної обробки деталей технологічним середовищем. Такі типи обладнання, як машини з обертальним рухом робочих ємностей, а також вібраційні машини є застарілими та неактуальними, мають низьку продуктивність виконання технологічних операцій. Найбільш перспективними з точки зору

продуктивності виконання об'ємної обробки деталей технологічним середовищем вважаються машини, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух.

2. Машини зі складним рухом робочих ємностей типу «Turbula» успішно себе зарекомендували для виконання технологічних процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин, також відоме їх використання для реалізації технологічних процесів покращення якості полімерних виробів – шліфування та полірування. Однак, залишається відкритим питання щодо можливості використання даного типу обладнання для ряду інших галтувальних технологічних операцій.

3. Досліджено проблему статичної невизначеності у просторових шарнірних механізмах машин різних галузей промисловості. Використання просторових механізмів із пасивним зв'язком зумовлює виникнення цілого ряду суттєвих недоліків. Доведено раціональність синтезу раціональних статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку.

4. Відомі лише кілька шляхів вирішення статичної невизначеності у шестиланковому просторовому механізмі «базової» конструкції машини типу «Turbula». В цілому, у науково-технічній літературі відсутні комплексні та систематичні підходи щодо синтезу статично визначених просторових механізмів галтувальних машин із різними технологічними властивостями.

5. Сформовані вимоги до зовнішнього вигляду, як пластмасових деталей, так і металевих деталей замка «блискавка» та визначені допустимі в процесі виконання об'ємної обробки технологічним середовищем дефекти деталей, що є вихідною інформацією при проектуванні раціональних процесів та обладнання для реалізації об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

## РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ, КІНЕМАТИЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ

В даному розділі розглянуто дослідження конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості, яка є аналогічною до конструкції машини «Turbula», далі будемо називати її базовою конструкцією машини. Крім того авторами було розроблено нові конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості. Особливості розробок цих конструкцій, а також дослідження вищевказаних параметрів нових конструкцій машин також представлено в даному розділі.

### 2.1. Дослідження конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості

Розглянемо конструкцію машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, модель якої представлена на рис. 2.1.

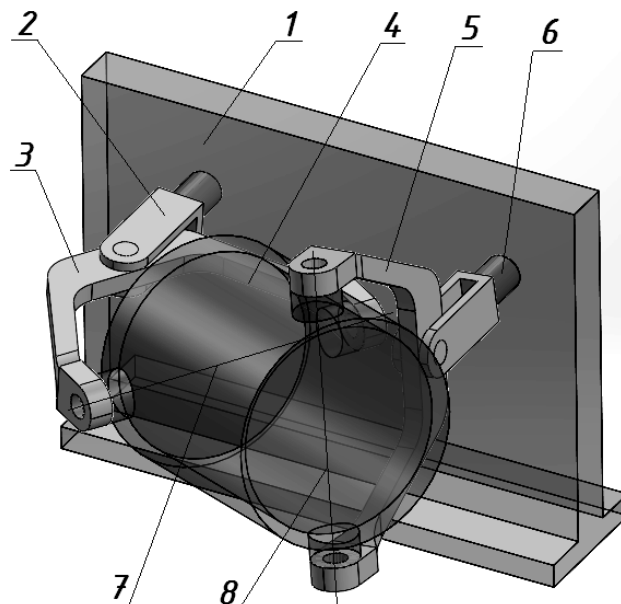


Рис. 2.1. Модель машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості

Машина містить станину 1, ведучий 2 та ведений 6 вали, які встановлені в станині паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді ведучої вилки 3, веденої вилки 5 та робочої ємкості 4, осі кріплення вилок до робочої ємкості 7 та 8 взаємно перпендикулярні між собою. Рухомі ланки машини утворюють собою просторовий шестиланковий механізм з обертальними кінематичними парами, кінематична схема якого представлена на рис. 2.2. Просторові механізми з обертальними кінематичними парами [105] характеризуються своєю структурною складністю будови.

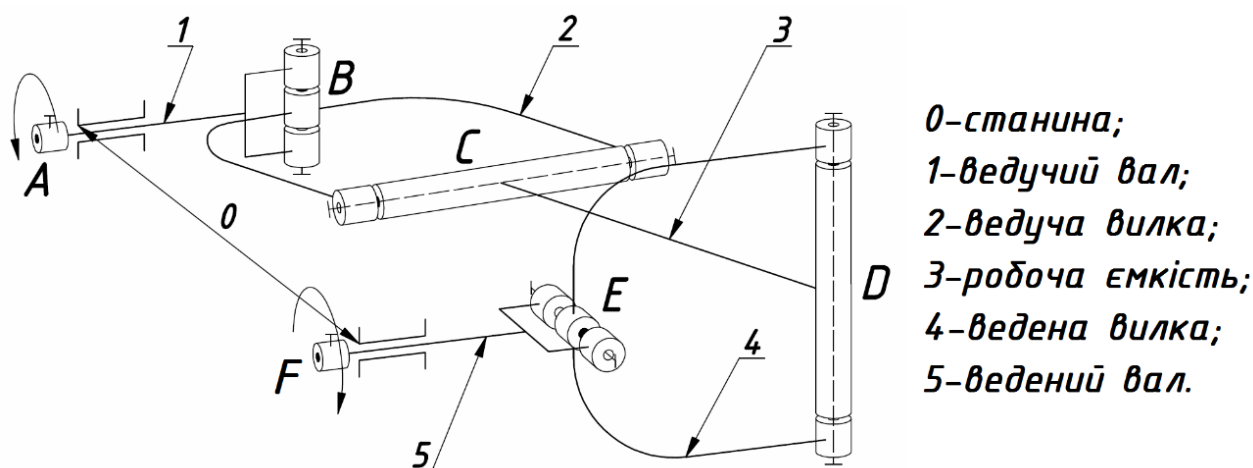


Рис. 2.2. Кінематична схема шестиланкового просторового механізму машини

Механізм являє собою замкнений кінематичний ланцюг ABCDEF, вісі A та F, паралельні між собою, а вісі A і B, B і C, C і D, D і E, E і F перпендикулярні між собою відповідно. Завдяки такому розташуванню кінематичних пар, робочий орган (ланка 3) виконує складний просторовий рух.

Використовуючи формулу Сомова-Малишева для визначення ступеня рухомості механізму, нами встановлено, що в такому механізмі він буде рівен нулю.

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 6 = 0, \quad (2.1)$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок,  $p_s$  – кількість рухомих кінематичних пар  $s$  – класу.

У відповідності з формулою (2.1) механізм є непрацездатним, та, незважаючи на це, він рухається. Такий факт пояснюється наявністю в ньому надлишкового зв'язку, тому механізм буде працездатним лише при забезпеченні чітких конструктивних співвідношень довжин його ланок.

Необхідні конструктивні співвідношення ланок механізму визначалися за допомогою САПР SolidWorks. При попередній довільно обраній довжині міжосьової відстані робочої ємкості було виявлено, що неможливо забезпечити фіксовану відстань між осями ведучого та веденого валів, так були встановлені [106] два положення машини (рис. 2.3), що відповідають найбільшій та найменшій відстані між осями ведучого та веденого валів.



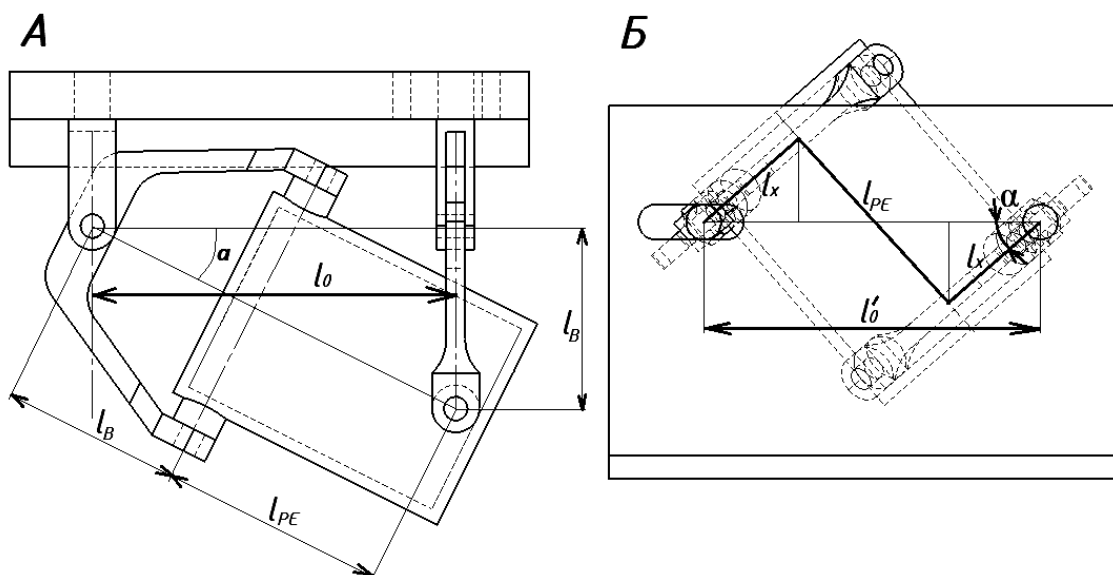


Рис. 2.3. Положення машини при найбільшій та найменшій відстані між осями ведучого та веденого валів, де  $l_{PE}$  – довжина міжосьової відстані робочої ємкості;  $l_B$  – довжина міжосьової відстані вилок,  $l_0$  – відстань між осями валів.

При положенні машини А (рис. 2.3), що представлено у горизонтальній проекції, відстань між осями валів  $l_0$  буде максимальною, а при положенні Б, представленим у вертикальній проекції  $l'_0$  – мінімальною. Таким чином, було встановлено довжину  $l_{PE}$ , яка забезпечила сталу відстань  $l_0$  при будь-якому положенні машини: міжосьова довжина робочої ємкості повинна бути рівною міжосьовій довжині вилок.

$$l = l_{PE} = l_B. \quad (2.2)$$

А відстань між осями валів  $l_0$  можна визначити з прямокутного трикутника утвореного в горизонтальній проекції машини (рис. 2.3) за теоремою Піфагора:

$$l_0 = \sqrt{(l_B + l_{PE})^2 - l_B^2} = \sqrt{(2l)^2 - l^2}. \quad (2.3)$$

У даному прямокутному трикутнику (рис. 2.3. а) гіпотенуза в двічі більша за катет, тому кут  $\alpha=30^\circ$ , а отже:

$$\text{ctg} 30^\circ = \sqrt{3}; \quad (2.4)$$

$$l_0 = l\sqrt{3}. \quad (2.5)$$

Саме при дотриманні таких конструктивних співвідношень довжин ланок, просторовий механізм машини буде працювати незважаючи на те, що його ступінь вільності рівний нулю. Однак, в процесі експлуатації машини навіть при незначній деформації однієї з ланок механізму, може виникнути його заклинювання, як наслідок машина втрачає свою працездатність. Крім того, деталі потрібно виготовляти за допусками з підвищеною точністю. За рахунок цього собівартість такого обладнання значно підвищується, а термін експлуатації знижується. Беручи до уваги такі недоліки конструкції, було

розроблено [107, 108] аналогічні конструкції машини, в кінематичних ланцюгах механізмів яких відсутня наявність надлишкового зв'язку.

Звільнитися від дії надлишкового зв'язку можливо за рахунок заміни однієї з кінематичних пар 5 класу механізму на кінематичну пару 4 класу [107]. Замінимо обертальну кінематичну пару F, яка з одним ступенем рухомості на кінематичну пару, з кількістю ступенів рухомості, що рівна двом, з можливістю додаткового зворотно-поступального переміщення. Кінематична схема машини, в якій ведений вал може виконувати додаткове зворотно-поступальне переміщення представлена на рис. 2.4.

В результаті зміни структури кінематичного ланцюга машини, ступінь вільності його став рівний 1, виключено надлишковий зв'язок.

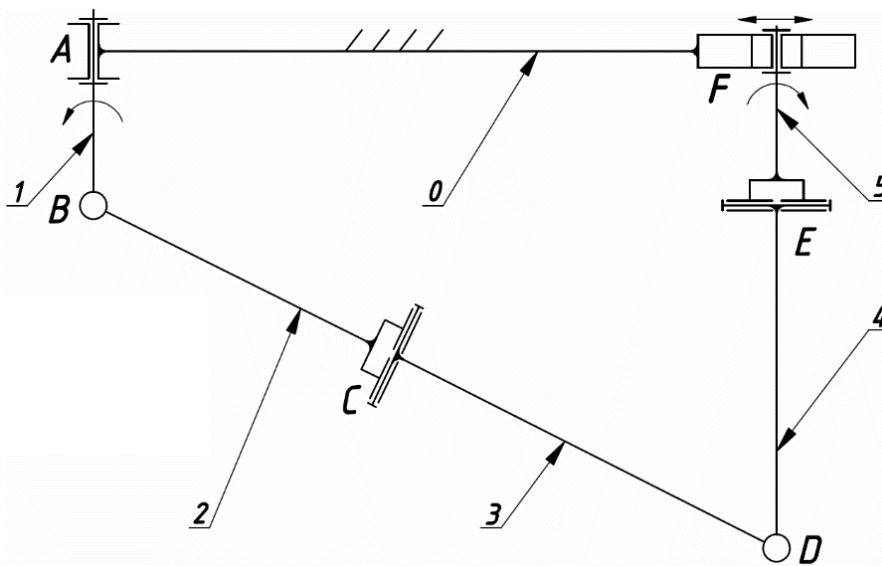


Рис. 2.4. Кінематична схема машини, в якій ведений вал може виконувати додаткове зворотно-поступальне переміщення

Звільнитися від дії надлишкового зв'язку можливо також за рахунок введення в кінематичний ланцюг механізму додаткової рухомої ланки [108]. Поставлена задача вирішується тим, що машина додатково оснащується коромислом 6, кінематично з'єднаним з веденим валом 5 та встановленим в станині 0 з можливістю коливання в горизонтальній площині. Кінематична схема машини з додатковою рухомою ланкою представлена на рис. 2.5.

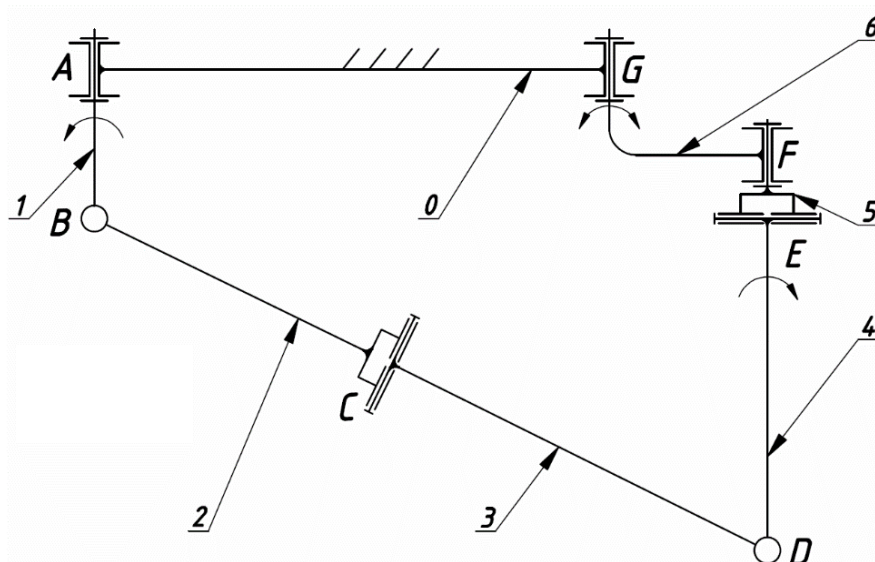


Рис. 2.5. Кінематична схема машини з додатковою рухомою ланкою

В результаті введення в ланцюг додаткової рухомої ланки, ступінь вільності механізму став рівний 1-ці, виключено вплив надлишкового зв'язку. Детальний опис принципу роботи розроблених конструкцій машини без надлишкового зв'язку представлений в розділі 6.

Таким чином, на основі проведеного структурного аналізу шестиланкового просторового механізму машини встановлено, що ступінь рухомості його рівний нулю, однак механізм може бути працездатним лише при забезпеченні чітких конструктивних співвідношень довжин його ланок. Таке протиріччя пояснюється наявністю надлишкового зв'язку в ланцюзі механізму, який здатен значно зменшити термін експлуатації машини та підвищити її ринкову собівартість. В зв'язку з негативним впливом надлишкового зв'язку на характеристики машини, розроблено нові аналогічні за принципом роботи та призначенням конструкції машин зі складним рухом робочої ємкості в ланцюгах механізмів яких відсутня наявність надлишкового зв'язку, а ступінь вільності таких механізмів рівний одиниці.

## 2.2. Кінематичне дослідження базової конструкції машини

### 2.2.1. Встановлення закономірностей обертання веденого валу машини

Ведучий вал машини типу "Turbula" обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega^{\text{вед}} = \text{const}$  та призводить до нерівномірного обертання веденого валу, при цьому нерівномірна кутова швидкість веденого валу  $\omega^{\text{вед}} = \text{inv}$  змінюється за певним законом. Крім того, ведучий та ведений вали обертаються у протилежних напрямках.

Встановимо закон зміни кутової швидкості веденого валу для машини з наступними геометричними параметрами, а саме: міжосьова відстань ємкості та вилок машини дорівнює 0,1 м, кутова швидкість ведучого валу – 6,28 рад/с. На рис. 2.6 представлено графічну залежність кутової швидкості веденого валу від кута повороту ведучого. За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю

градусів, прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки до робочої ємкості є горизонтальною.

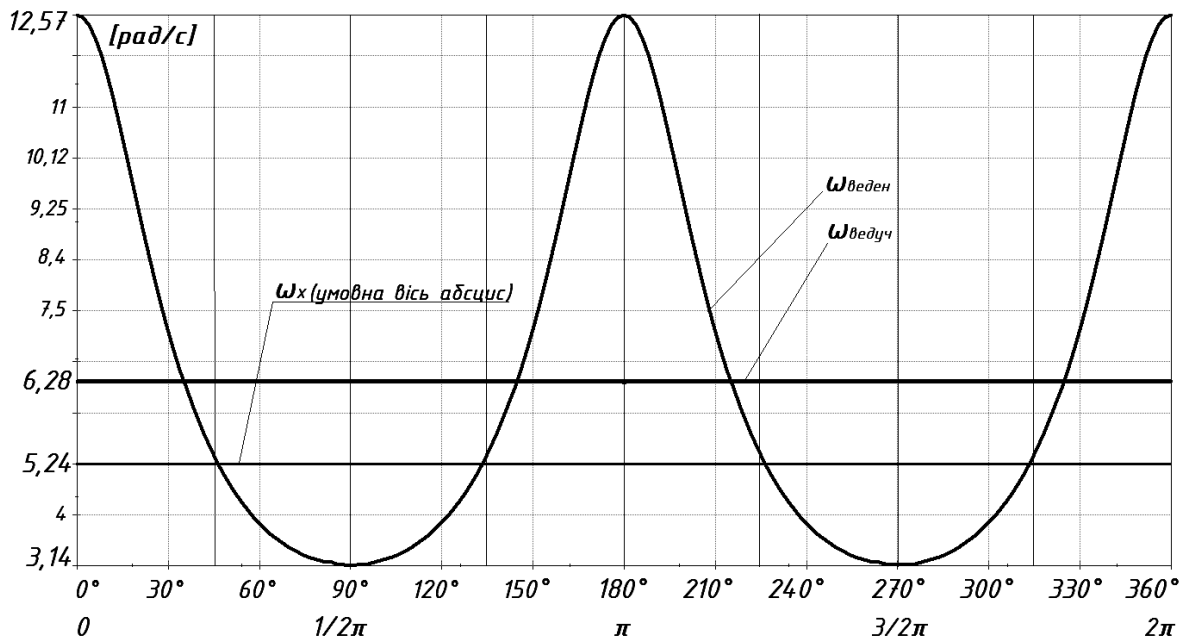


Рис. 2.6. Графічна залежність кутової швидкості веденого валу від кута повороту ведучого

Як бачимо з рис. 2.6, при постійній кутовій швидкості ведучого валу  $\omega_{\text{ведуч}} = 6,28 \text{ рад/с}$ , кутова швидкість веденого валу змінювалася за законом в діапазоні  $\omega_{\text{веден}} = [(0,5 \div 2)\omega_{\text{ведуч}}] \text{ рад/с}$ . Оскільки значення кутових швидкостей не залежать від пропорційної зміни геометричних розмірів ланок механізму, то така залежність буде справедливою для будь-якого типорозміру даної машини. Крива кутової швидкості веденого валу є синусоїдою, яка зміщена на  $\pi/2$ , рад у від'ємному напрямі вісі абсцис, з періодом функції  $T = \pi$ , амплітудні значення кутової швидкості змінюються 4 рази за один оберт веденого валу, умовній осі абсцис синусоїди відповідає значенням кутової швидкості  $\omega_x = 5,24 \text{ рад/с}$ :

$$\omega_x = 0,8(3) \cdot \omega_{\text{ведуч}}. \quad (2.6)$$

За тим само принципом можна визначити амплітудні значення закону зміни кутової швидкості веденого валу.

Максимальне значення кутової швидкості веденого валу:

$$\omega_{\text{веден}}^{\text{max}} = 2,4\omega_x. \quad (2.7)$$

Мінімальне значення кутової швидкості веденого валу:

$$\omega_{\text{веден}}^{\text{min}} = 0,6\omega_x. \quad (2.8)$$

Аналітично визначено закон зміни кутової швидкості веденого валу:

$$\omega_{\text{веден}} = \omega_x + 0,9\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right) + \left|0,5\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)\right|. \quad (2.9)$$

1. Якщо  $0,5\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right) \geq 0$ , тобто  $\varphi \in \left[-\frac{\pi}{4} + \pi n; \frac{\pi}{4} + \pi n\right]$ , тоді:

$$\omega_{\text{веден}} = \omega_x + 0,9\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right) + 0,5\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right);$$

$$\omega_{\text{веден}} = \omega_x + 1,4\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (2.10)$$

Рівняння (2.10) описує частину кривої, яка розташована вище вісі абсцис.

2. Якщо  $0,5\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right) < 0$ , тобто  $x \in \left[\frac{\pi}{4} + \pi; \frac{3\pi}{4} + \pi\right]$ , тоді:

$$\omega_{\text{веден}} = \omega_x + 0,9\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right) - 0,5\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right);$$

$$\omega_{\text{веден}} = \omega_x + 0,4\omega_x \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right), \quad (2.11)$$

де  $\omega_x$  – значення кутової швидкості, що відповідає умовній вісі абсцис, [рад/с],  $\varphi$  – кут повороту валу, [рад].

Рівняння (2.11) описує ту частину кривої, яка розташована нижче умовної вісі абсцис  $\omega_x$ .

Після проведеної перевірки, на основі співставлення даних, отриманих розрахунковим шляхом, з виразів (2.6 – 2.11) та даних отриманих при кінематичному дослідженні в САПР SolidWorks, було підтверджено універсальність усіх встановлених виразів. Нерівномірною кутовою швидкістю веденого валу машини викликати прискорений рух частини робочої ємкості, яка розташована ближче до веденого валу.

### 2.2.2. Дослідження складного просторового руху робочої ємкості

Просторовий рух робочої ємкості складається з чотирьох простих складових рухів, а саме: за один оберт ведучого валу відбувається один повний поворот робочої ємкості навколо її повздовжньої осі та по два зворотно-поступальні переміщення в кожній з трьох взаємоперпендикулярних площинах: горизонтальній, вертикальній та профільній.

Для того, щоб краще візуалізувати та уявити просторовий рух робочої ємкості у вигляді циліндричного барабану, за допомогою САПР SolidWorks було створено фрагментальне відтворення її переміщення, при цьому на робочій ємкості було позначено її повздовжню вісь та три фіксовані точки (рис. 2.7): А – співпадає з центром торця, що розташований ближче до ведучого валу, В – співпадає з центром торця, що розташований ближче до веденого валу, С – розташована на радіальній відстані циліндричного барабану від точки В. Точки А та В, що розташовані на кінцях осі робочої ємкості матимуть найбільші амплітудні значення переміщення та інші кінематичні параметри (швидкості, прискорення) у порівнянні з будь-якими іншими точками, що знаходяться на осі робочої ємкості. Крім того, для визначення кінематичних параметрів кожної з точок А та В на моделі машини було створено дві нерухомі системи координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$ , які представлено на рис. 2.7.

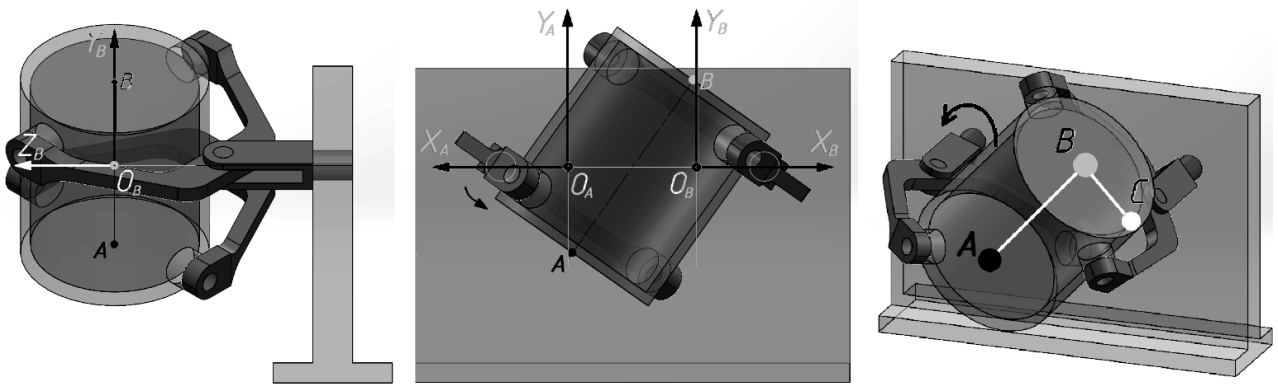


Рис. 2.7. Модель машини з позначеними фіксованими точками на робочій ємкості та нерухомими системами координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$

Процес переміщення робочої ємкості за один оберт ведучого валу машини було розподілено на 24 рівні кроки, що відповідають повороту ведучого валу машини на  $15^\circ$ . Фрагментальне відтворення переміщення робочої ємкості за один оберт ведучого валу представлено на рис. 2.8, при спостереженні з вертикальної площини.

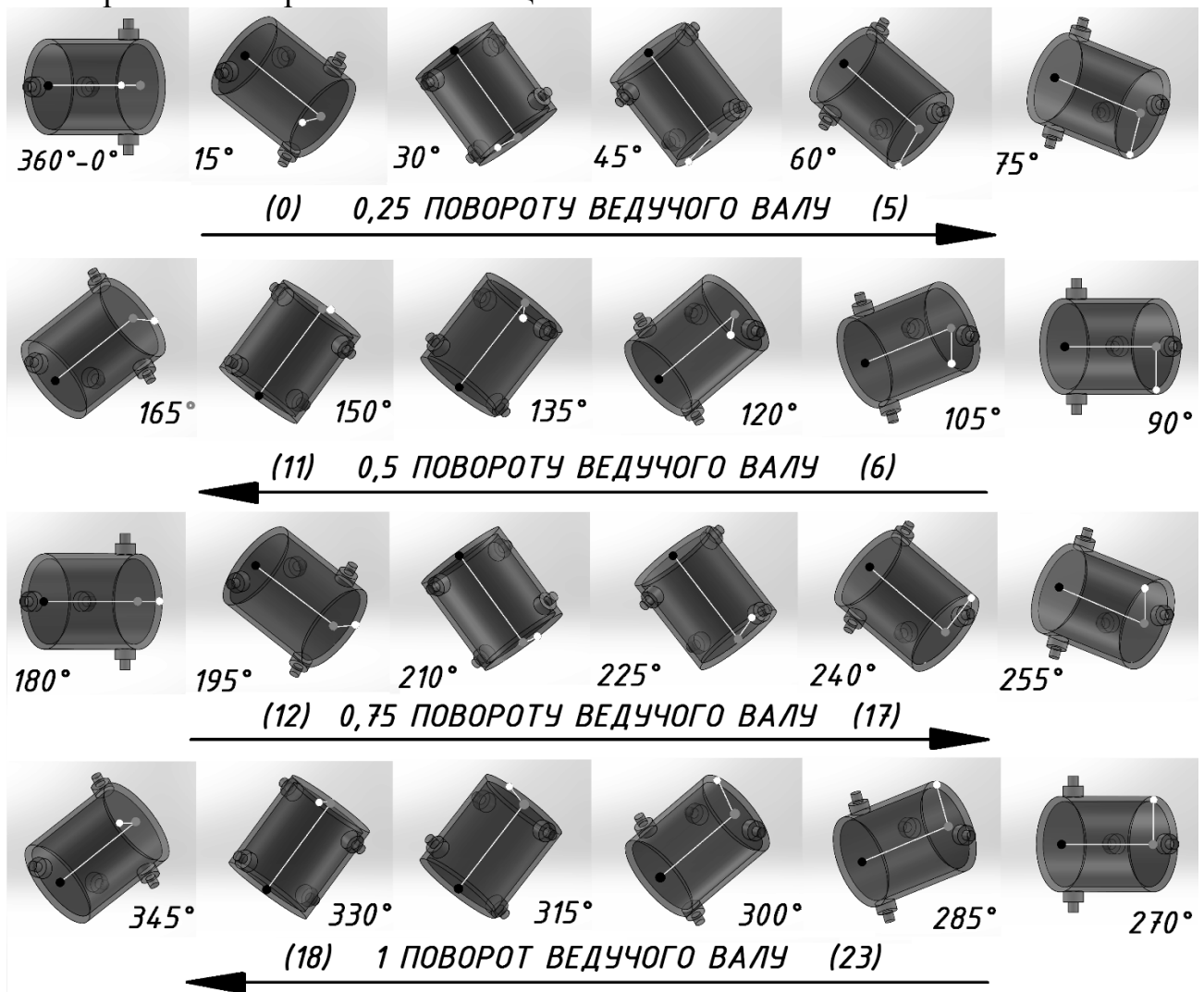


Рис. 2.8. Фрагментальне відтворення переміщення циліндричного барабану за один оберт ведучого валу

Робоча ємкість переміщається за чіткими закономірностями [109, 110], а саме: точки А та В переміщуються у горизонтальній площині (вперед-назад, а також вліво-вправо), при цьому одночасно змінюють напрямок свого руху в кінці кожної чверті обороту ведучого валу. Аналогічно змінюють напрямок свого руху чотири рази за один оберт ведучого валу при їх переміщенні у вертикальній площині ввєрх-вниз, однак момент, коли точки досягають свого крайнього положення при переміщенні у вертикальній площині не співпадає з моментом, коли ці ж точки досягають своїх крайніх положень при переміщенні у горизонтальній площині. Ці положення відрізняються між собою на фазний кут у  $45^\circ$ .

Порівняємо амплітуди переміщення точки А відносно трьох взаємоперпендикулярних площин, для моделі машини з конкретними геометричними параметрами, а саме:  $l=0,077\text{ м}$ ,  $l_0\approx 0,133\text{ м}$ . Співвідношення між складовими переміщеннями точки А відносно трьох взаємоперпендикулярних площин зберігатимуться для будь-якого масштабного типорозміру конструкції машини. На рис. 2.9 представлено залежність переміщення точки А від кута повороту ведучого валу машини.

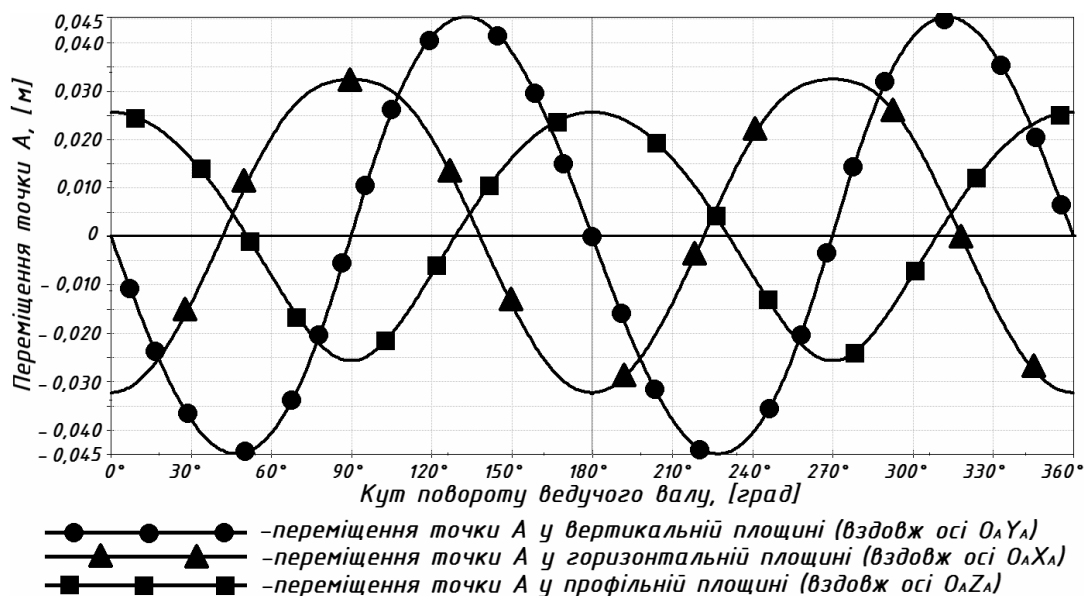


Рис. 2.9. Залежність переміщення точки А від кута повороту ведучого валу

Кути повороту ведучого валу на рис 2.9 відповідає кутам повороту ведучого валу на рис. 2.8. Переміщення точки А у вертикальній площині характеризується найбільшою амплітудою, яка для даного типорозміру машини становить  $0,045$  м, в той час, як переміщення у профільній площині (вздовж осі  $O_A Z_A$ ) — найменшою, що становить  $0,026$  м, амплітуда переміщення у горизонтальній площині (вздовж осі  $O_A X_A$ ) становить  $0,034$  м. Для будь-якого типорозміру машини абсолютне переміщення точки А у вертикальній площині буде в 1,7 разів більше за переміщення точки вздовж осі  $O_A Z_A$ , та приблизно в

1,3 разів більше за переміщення точки вздовж осі  $O_A X_A$ . Зміна напрямку переміщення точки В буде оберненою до зміни напрямку переміщення точки А.

Далі визначали та порівнювали між собою складові поступальної швидкості й поступального прискорення для точок А та В. Кінематичне дослідження проводилось при обертанні ведучого валу з постійною кутовою швидкістю в 1 рад/с. На рис. 2.10 представлено залежність зміни складових поступальних швидкостей точки А від кута повороту ведучого валу машини, а на рис 2.11 – точки В. На рис. 2.12 представлено залежність зміни складових поступальних прискорень точки А від кута повороту ведучого валу, а на рис. 2.13 – точки В.

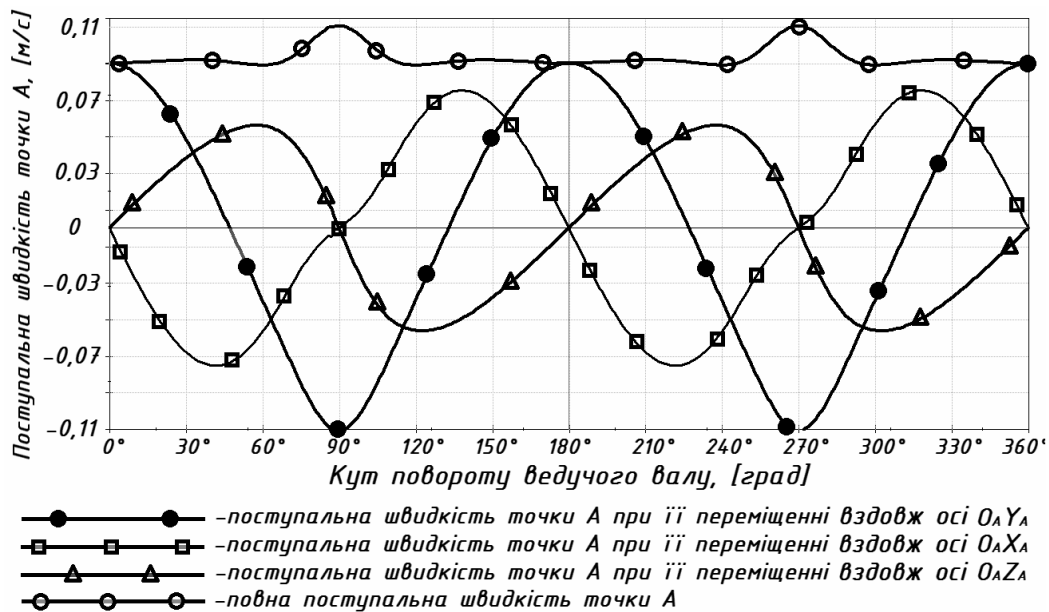


Рис. 2.10. Залежність зміни складових поступальних швидкостей точки А від кута повороту ведучого валу машини

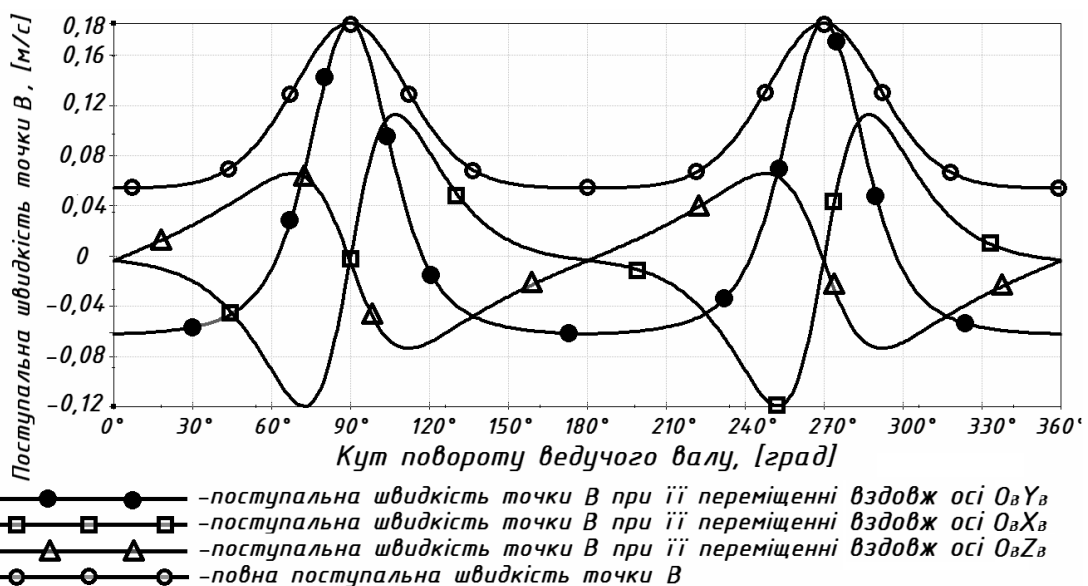


Рис. 2.11. Залежність зміни складових поступальних швидкостей точки В від кута повороту ведучого валу машини



Максимальні значення поступальних швидкостей точок А і В досягалися при їх переміщенні у вертикальній площині, мінімальні – при переміщенні у профільній площині (вздовж осі  $O_A Z_A$ ), а поступальна швидкість точки В при будь-якому її переміщенні була більшою за поступальну швидкість точки А.

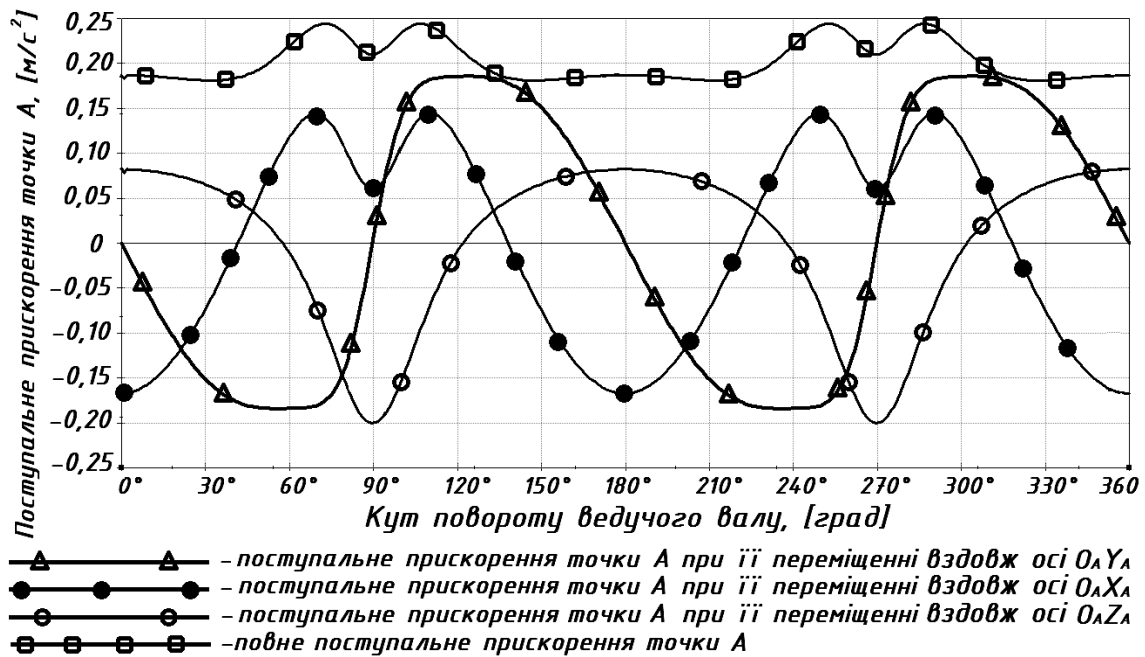


Рис. 2.12. Залежність зміни складових поступальних прискорень точки А від кута повороту ведучого валу машини

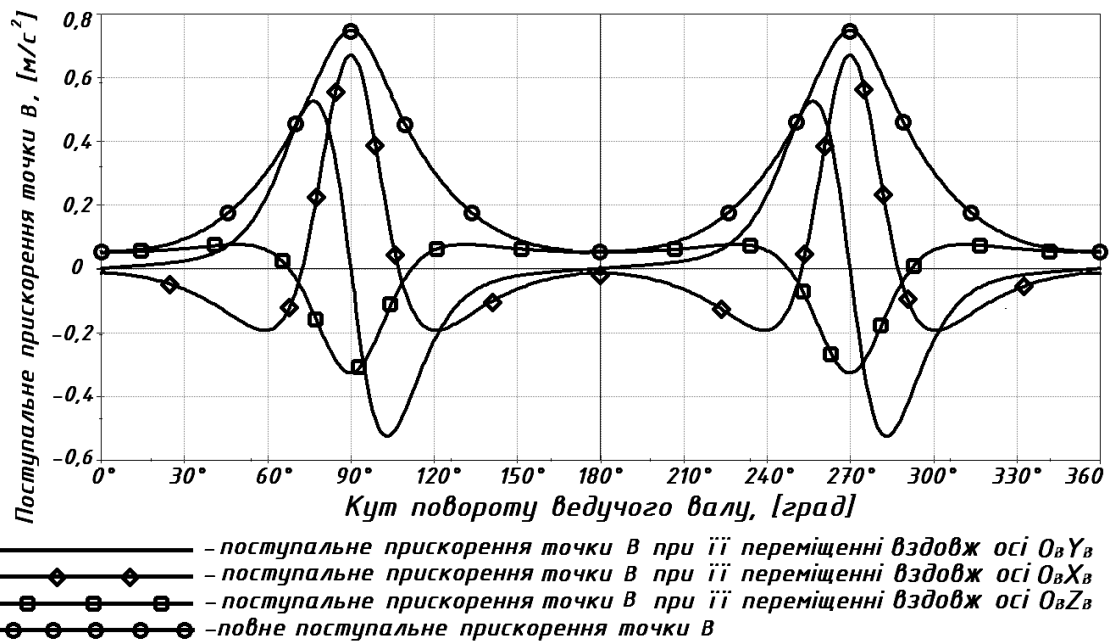


Рис. 2.13. Залежність зміни складових поступальних прискорень точки В від кута повороту ведучого валу машини

Аналогічно до поступальної швидкості, максимальні значення поступального прискорення точок А та В досягалися при їх переміщенні у вертикальній площині, мінімальні – при їх переміщенні у профільній площині (вздовж осі  $O_A Z_A$ ), поступальне прискорення точки В при всіх складових її

переміщення було більшим за поступальне прискорення точки А. Повне прискорення точки А змінювалося при незначній амплітуді, в той час, як амплітуда повного прискорення точки В була значно більшою (майже в 14 разів).

Співставлення зміни кінематичних параметрів точок А та В зі зміною положення робочої ємкості у просторі, дає можливість стверджувати, що в положеннях робочої ємкості 6 та 18, що представлені на рис. 2.8, які відповідають кутам повороту ведучого валу в  $90^\circ$  та  $270^\circ$ , частина ємкості, яка розташована ближче до веденого валу буде рухатися з найбільшим прискоренням, переміщаючись при цьому різко вниз.

Порівнюючи кінематичні характеристики просторового руху точок А та В встановлено, що вертикальна складова переміщення робочої ємкості (вздовж осі  $O_A Y_A$ ) значно інтенсивніша за дві інші складові її просторового руху, при вертикальній складовій утворюються найбільші значення поступальних прискорень. Циклічна зміна кінематичних характеристик точок А та В має два періоди за один оберт ведучого валу. У конструкції машини, в якій ведучий вал обертається з постійною кутовою швидкістю, характер просторового руху робочої ємкості буде нерівномірним та асинхронним з її торців за рахунок нерівномірного обертання веденого валу, який зумовлений самою конструкцією просторового механізму. Частина ємкості, яка знаходиться ближче до нього буде рухатися із значним прискоренням, в порівнянні з прискореним рухом протилежної частини ємкості, що розташована ближче до ведучого валу. Таке прискорення здатне викликати значні сили інерції, що впливатимуть на внутрішній вміст робочої ємкості. Зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу відбуватиметься різка зміна орієнтації робочої ємкості в просторі фактично на кінці кожної чверті обороту валу, що здатна викликати "удар" по робочому середовищу. Такі особливості слід враховувати при визначенні параметрів устаткування залежно від їх функціонального призначення (полірування, змішування, відділення деталей від ливників та ін.).

### **2.3. Аналітичне дослідження характеру та режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємкості базової конструкції машини**

#### **2.3.1. Аналіз сил, що діють на сипкий масив та забезпечують реалізацію відповідного режиму руху в середині робочої ємкості машини**

При аналізі введено припущення, що частинки сипкого середовища мають однакову масу та об'єм.

Переміщення сипкого середовища у робочій ємкості, яка виконує складний просторовий рух, характеризується відповідними режимами його руху: каскадним, змішаним та водоспадним. Зміна режимів руху сипкого робочого середовища залежить від інтенсивності переміщення ємкості, яка, в свою чергу, залежить від кутової швидкості ведучого валу машини. Робота машини зі складним рухом робочої ємкості характерна тим, що при відносно невеликих кутових швидкостях ведучого валу реалізується водоспадний режим руху за рахунок різкої зміни траєкторії переміщення робочої ємкості. Найбільш

інтенсивне переміщення сипкого середовища [72] відбувається вздовж осі ємкості, яке чергується з періодами спокою та зміною напрямку переміщення.

Так при реалізації каскадного режиму руху робоче середовище за весь час роботи машини, практично у вигляді єдиного сипкого масиву, переміщається по внутрішній поверхні робочої ємкості, змінюючи при цьому геометричну форму масиву. У випадку змішаного режиму руху (каскадно-водоспадного чи водоспадно-каскадного), одна частина сипкого масиву рухається як єдине ціле, а інша його частина відривається від загального масиву, розділяється на окремі частинки та перебуває у стані вільного руху, описуючи певну траєкторію. При реалізації водоспадного режиму руху, у процесі переміщення між торцями ємкості, фактично весь сипкий масив відривається від поверхні барабану.

Однак, на відміну від звичайних обертових барабанів, в яких при однаковій частоті обертання ємкості, впродовж усього періоду роботи машини зберігається однакова інтенсивність переміщення сипкого масиву, в машині зі складним рухом робочої ємкості, незважаючи на той чи інший режим руху сипкого середовища, завжди існуватимуть такі положення ємкості, при яких практично все сипке середовище перебуватиме у стані спокою у вигляді єдиного сипкого масиву. Таким чином, навіть вільний політ частинок при водоспадному режимі руху чергуватиметься періодами спокою. Саме в ті моменти, коли сипке робоче середовище, переміщаючись від одного торця ємкості, вздовж її осі, досягатиме протилежного, воно стикатиметься з ним та на короткий проміжок часу зупинятиметься, так припинятиметься водоспадний чи змішаний режим руху, адже переважна більшість сипкого середовища у вигляді єдиного масиву буде сконцентрована біля одного з торців робочої ємкості, вільне переміщення чи політ окремих частинок буде фактично відсутній або зведений до мінімуму. Після періоду спокою сипкий масив знову почне свій рух, однак, вже у зворотному напрямі. Саме інтенсивність переміщення ємкості, зумовлена її прискоренням рухом, задаватиме відповідний подальший характер переміщення сипкого середовища, який буде забезпечувати відповідний режим руху.

На рис. 2.14 представлено зображення робочої ємкості експериментального стенду, в якій утворюється змішаний каскадно-водоспадний режим руху.

Від загального масиву спочатку починають відриватися частинки, які утворюють його верхній шар за рахунок того, що мають значно меншу масу в порівнянні з усім сипким масивом, а вже згодом, зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу та інтенсивності переміщення робочої ємкості, весь сипкий масив відривається від її стінки. В траєкторіях частинок можна виділити їх основні переміщення: вертикальне (вгору) та горизонтальне (вздовж осі ємкості).

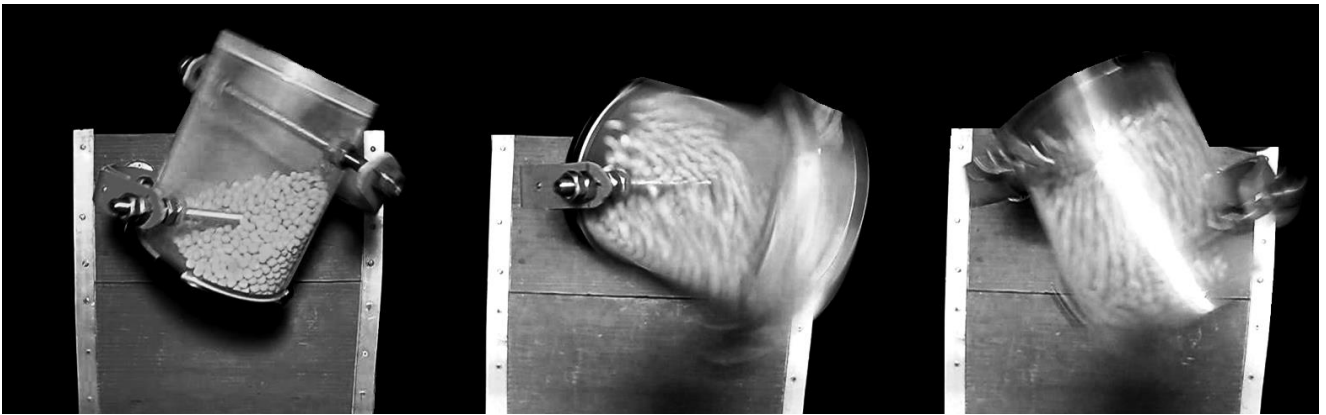


Рис. 2.14. Зображення робочої ємкості експериментального стенду, в якій утворюється змішаний каскадно-водоспадний режим руху

Згідно Принципу Д'Аламбера [111], проаналізуємо сили, що діють на окрему частинку, яка знаходиться у верхньому граничному шарі сипкого масиву, форма якого наближена до горизонтальної площини для п'яти випадків переміщення робочої ємкості. При цьому, приймаючи до уваги те, що кількісний відрив сипкого середовища від стінок ємкості відбувається саме у вертикальному напрямі в той час, коли торець робочої ємкості біля якого сконцентрована переважна більшість сипкого масиву досягає свого найвищого положення, різко сповільняється та змінює напрям переміщення вниз, то вважатимемо, що вектор сили інерції, яка діє на частинку, завжди матиме вертикальний напрямок.

Випадок перший. Робоча ємкість знерухомлена або рівномірно переміщається.

Оскільки прискорений рух ємкості відсутній ( $\bar{F}_m = 0$ ), то на частинку діятиме сила тяжіння, обумовлена її власною вагою та рівна за модулем реакції опори. Згідно аксіоми статки [111] про те, що дві сили, котрі прикладені до твердого тіла, взаємозрівноважуються тоді, коли їх модулі рівні між собою і вони направлені по одній прямій в протилежні боки, частинка перебуватиме у стані рівноваги та буде знерухомленою, тобто:

$$R = G. \quad (2.12)$$

На рис. 2.15 представлено схема дії сил на окрему частинку у випадку, коли робоча ємкість знерухомлена або переміщається рівномірно.

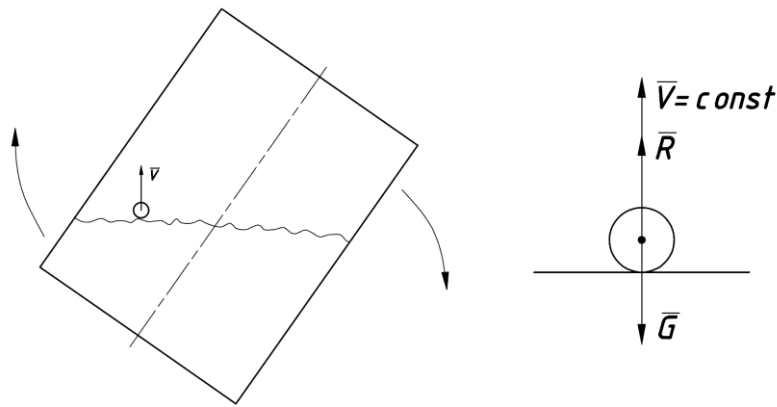


Рис. 2.15 Схема дії сил на окрему частинку у випадку, коли робоча ємкість знерухомлена або переміщається рівномірно

Випадок другий та третій. Робоча ємкість прискорено рухається вгору або сповільнено рухається вниз. В цих випадках вектор прискорення буде направлений вгору, а окрім сили тяжіння та реакції опори, на частинку діятиме сила інерції  $\bar{F}_{in}$ , вектор якої буде направлений в протилежному напрямі до вектору прискорення, тобто вниз. На рис. 2.16 представлено схема дії сил на окрему частинку у випадку, коли ємкість прискорено рухається вгору та сповільнено вниз.

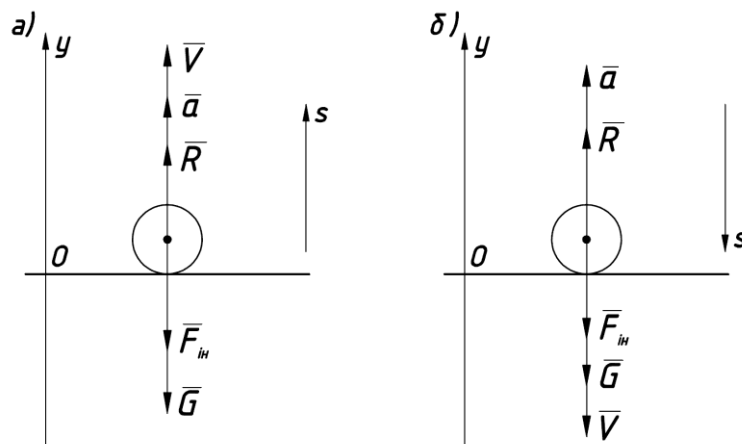


Рис. 2.16. Схема дії сил на окрему частинку у випадках:  
а) робоча ємкість прискорено рухається вгору; б) робоча ємкість сповільнено рухається вниз.

Складемо рівняння рівноваги для частинки, спроектувавши усі діючі сили на вертикальну вісь ОУ (додатній напрям вісі направлений вгору):

$$\sum F_y = 0; \quad R - F_{in} - G = 0; \quad (2.13)$$

$$R = F_{in} + G. \quad (2.14)$$

Оскільки  $R > G$  на величину  $F_{in}$ , то частинка не зможе відірватися від верхнього шару сипкого масиву, а навпаки ще більше притискатиметься до нього, відповідно утворюватиметься каскадний режим руху.

Випадок четвертий та п'ятий. Робоча ємкість сповільнено рухається вгору або прискорено вниз. Таким чином, в обох випадках вектор прискорення буде направлений вниз, а сила інерції  $\bar{F}_{in}$  вгору. На рис. 2.17 представлено схема дії сил на окрему частинку у випадку, коли робоча ємкість сповільнено рухається вгору або прискорено вниз.

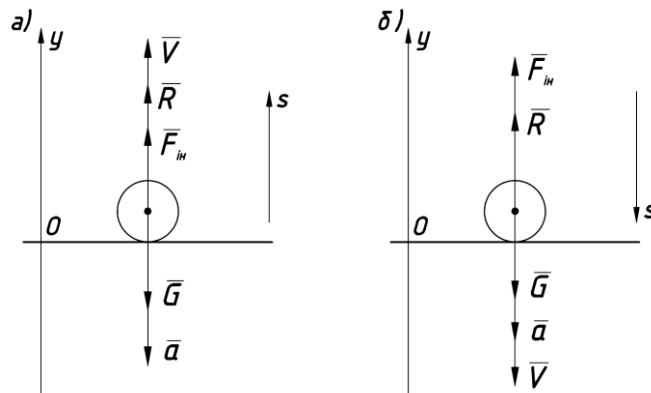


Рис. 2.17. Схема дії сил на окрему частинку у випадках:  
а) робоча ємкість сповільнено рухається вгору; б) робоча ємкість прискорено рухається вниз.

Саме в таких випадках, коли робоча ємкість, рухаючись вгору, починає різко сповільнятися, або, рухаючись вниз – різко прискорюватися, може виникнути водоспадний режим руху. Визначимо умову виникнення водоспадного режиму руху, для цього складемо рівняння рівноваги для частинки, спроектувавши усі діючі сили на вертикальну вісь ОУ (додатній напрям вісі направлений вгору):

$$\sum F_y = 0; \quad R + F_{in} - G = 0; \quad (2.15)$$

$$R = G - F_{in}. \quad (2.16)$$

Водоспадний режим руху виникне в той час, коли контакт між частинкою та верхнім шаром сипкого масиву буде втрачено, а отже необхідно, щоб виконувалася наступна умова:

$$R = 0. \quad (2.17)$$

Рівняння (2.17) буде справедливою у випадку, якщо:

$$F_{in} \geq G. \quad (2.18)$$

Лише при виконанні нерівності (2.18) будуть створені умови для реалізації водоспадного режиму руху. Однак, не зважаючи на сповільнене переміщення робочої ємкості вгору або прискорене її переміщення вниз, водоспадний режим руху не проявлятиметься якщо виконуватиметься умова:

$$F_{in} < G. \quad (2.19)$$

Адже, в зв'язку з виконанням умови (2.19), сила тяжіння частинки лише частково компенсуватиметься силою інерції, контакт між верхнім шаром сипкого масиву та частинкою не буде втрачено, а реакція опори хоч і буде зменшена за модулем, однак, залишатиметься більшою за 0:

$$R > 0. \quad (2.20)$$

Виходячи з усього вищесказаного, можна записати наступні твердження:

1. Каскадний режим руху робочого сипкого середовища в робочій ємкості реалізовуватиметься при виконанні умови:

$$G > F_{in}. \quad (2.19)$$

2. Водоспадний режим руху робочого сипкого середовища в робочій ємкості реалізовуватиметься при виконанні наступної умови:

$$G < F_{in}. \quad (2.18)$$

В свою чергу, сила тяжіння та сила інерції, котрі прикладені до окремої частинки можна визначити як:

$$F_{in} = ma, \quad (2.21)$$

$$G = mg; \quad (2.22)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $[m/c^2]$ ;  $a$  – прискорення, з яким рухається окрема частинка, а точніше, прискорення з яким буде переміщатися певна частина РС, надаючи при цьому прискореного руху вже сипкому масиву, що складається з окремих частинок,  $[m/c^2]$ ;  $m$  – маса частинки,  $[кг]$ ;

Запишемо вирази (2.19) та (2.18) з урахуванням (2.21) та (2.22):

$$g > a. \quad (2.23)$$

$$a > g. \quad (2.24)$$

Прискорення з яким рухатиметься сипкий масив в середині РС визначатиметься саме за рахунок максимального значення прискорення, що буде виникати при переміщенні тієї частини робочої ємкості де сконцентрована більша частина сипкого робочого середовища. З розділу 2.2.2 відомо, що точки, які розташовані в центрах торців ємкості, рухаються з найбільшою швидкістю та прискоренням, а також мають найбільшу амплітуду переміщення, крім того, сипкий матеріал, в моменти переходу до водоспадного режиму руху, сконцентрований саме біля одного з торців робочої ємкості. Виходячи з таких міркувань, умовно вважатимемо, що модуль прискорення цих точок ємкості впливатиме на режим руху сипкого робочого середовища. А оскільки момент відриву сипкого масиву від стінок ємкості практично співпадає з піковими значеннями повного прискорення відповідних точок А та В, які розташовані в центрі торців робочої ємкості, то можна стверджувати, що зміна режимів руху сипкого середовища залежатиме саме від максимальних значень повного прискорення точок А та В.

Однак, це ідеалізовані випадки, при яких верхній граничний шар сипкого масиву займає горизонтальну площину, а сила інерції частинки розташована на одній прямій з силою тяжіння. В дійсності верхній граничний шар сипкого масиву не завжди утворює горизонтальну площину, а сила інерції залежатиме від повного прискорення точок, які знаходяться в центрі торців робочої ємкості та не завжди матиме вертикальний напрямок.

З аналітичної точки зору, згідно рівностей (2.23) та (2.24), перехід від каскадного до водоспадного режиму руху повинен відбуватися одразу ж після того, як значення прискорення переміщення сипкого масиву перевищить значення прискорення вільного падіння. Насправді такого миттєвого переходу не відбувається, реалізується плавний перехід від каскадного до водоспадного

режиму руху, а перші ознаки водоспадного режиму проявляються вже при кутовій швидкості ведучого валу машини, яка ще не здатна забезпечити виникнення такого прискорення при переміщенні робочої ємкості, яке буде досягати значень більших за прискорення вільного падіння. Саме так утворюється змішаний режим руху сипкого середовища, котрий можна умовно розподілити на каскадно-водоспадний, що починає проявлятися при перших ознаках відриву окремих частинок від поверхні загального масиву, хоча в цілому зберігається ще каскадний режим руху та водоспадно-каскадний, коли домінуючим є водоспадний режим руху, але ще спостерігаються залишкові властивості каскадного режиму. Перші ознаки водоспадного режиму будуть проявлятися в той час коли частина робочої ємкості, де зосереджено більшість сипкого масиву починає свій рух вгору. За рахунок сил тертя між частинками, граничний шар сипкого масиву не здатен зберегти своєї горизонтальної площини, він почне нахилитися, утворюватиметься нахилена площина під кутом до горизонтальної. Частинки, які розташовані в граничному шарі вище інших цього ж шару, під дією сил тяжіння та інерції зможуть зміщатися до частинок, що розташовані нижче у стані вільного польоту.

### **2.3.2. Встановлення закономірностей між значенням кутової швидкості ведучого валу базової конструкції машини та зміною режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємкості**

Відомо, що переміщення сипкого робочого середовища у змішувальних та галтувальних робочих ємкостях може реалізовуватися за рахунок каскадного, водоспадного та змішаного режимів руху. Кожен режим руху сипкого середовища відповідає певному типу обробки деталей різних галузей промисловості або змішування речовин. Встановлення залежності між кутовою швидкістю ведучого валу машини та режимами руху сипкого середовища є актуальною задачею для різних галузей промисловості де використовується дане обладнання. У частині 2.3.1, а також попередніми дослідженнями [112] встановлено, що зміна режимів руху буде залежати від значень максимальних повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  точок А та В, які співпадають з центрами основ ємкості.

Встановимо залежність значень максимальних повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$ , від пропорційної зміни геометричних параметрів конструкції машини для різних кутових швидкостей ведучого валу. Для цього проведемо кінематичне дослідження 5 типорозмірів базової конструкції машини за допомогою САПР SolidWorks. Умовно приймемо за "базовий типорозмір" (масштабний коефіцієнт  $n=1$ ) машину з такими геометричними параметрами: довжина РС (робочої ємкості) – 0,160 м, діаметр РС – 0,12 м, об'єм РС – 0,0018 м<sup>3</sup> (1,8 л), міжосьова довжина РС – 0,1 м. При  $n=1,5;2;3;4$  усі геометричні параметри будуть збільшені у відповідності до масштабного коефіцієнту. В таблиці 2.1 представлено максимальні значення повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  для 5-ти типорозмірів основної конструкції машини при різних значеннях кутової швидкості ведучого валу, крім того ці значення зображені у вигляді графічної залежності, яка представлена на рис. 2.18.



Таблиця 2.1

$\omega$ ведуч	"Базовий" типорозмір, $n=1$		Типорозмір при $n=1,5$		Типорозмір при $n=2$		Типорозмір при $n=3$		Типорозмір при $n=4$	
	$a_1^{\max A}$	$a_1^{\max B}$	$a_{1,5}^{\max A}$	$a_{1,5}^{\max B}$	$a_2^{\max A}$	$a_2^{\max B}$	$a_3^{\max A}$	$a_3^{\max B}$	$a_4^{\max A}$	$a_4^{\max B}$
	[м/с <sup>2</sup> ]									
0,5	0,09	0,27	0,13	0,4	0,18	0,54	0,27	0,81	0,3	1,1
1,1	0,36	1,1	0,54	1,6	0,72	2,1	1,1	3,3	1,4	4,4
2,1	1,45	4,4	2,1	6,6	2,9	9	4,4	13,2	5,8	17,5
3,2	3,3	10	4,9	15	6,6	20	9,5	30	13,1	40,1
4,2	5,8	17,6	8,6	26,4	11,6	35,2	12,6	52,8	23,1	70,4
5,3	9	27,5	13,5	41,2	18	55	27	82,5	35,9	110
6,3	13	39,5	19,4	59,2	26,2	79,2	39	118,5	52	158
7,4	17,6	53,9	26,4	80,8	35,3	107,8	52,8	161	70,3	215

При збільшенні геометричних параметрів машини збільшуватимуться значення прискорень, причому пропорційно масштабному коефіцієнту  $n$ :

$$a_n^{\max A(\max B)} = a_1^{\max A(\max B)} \cdot n, \quad (2.25)$$

де  $a_1^{\max A(\max B)}$  – прискорення відповідної точки робочої ємкості "базового типорозміру", [м/с<sup>2</sup>];  $a_n^{\max A(\max B)}$  – прискорення відповідної точки геометрично зміненої робочої ємкості з відповідним масштабним коефіцієнтом [м/с<sup>2</sup>].

Встановлено, що приріст  $a_n^{\max A}$  та  $a_n^{\max B}$  від значень кутової швидкості ведучого валу відбуватиметься згідно квадратичної функції, а отже:

$$a_n^{\max A(\max B)} = nk^{A(B)} (\omega_{\text{ведуч}A(B)} u)^2, \quad (2.26)$$

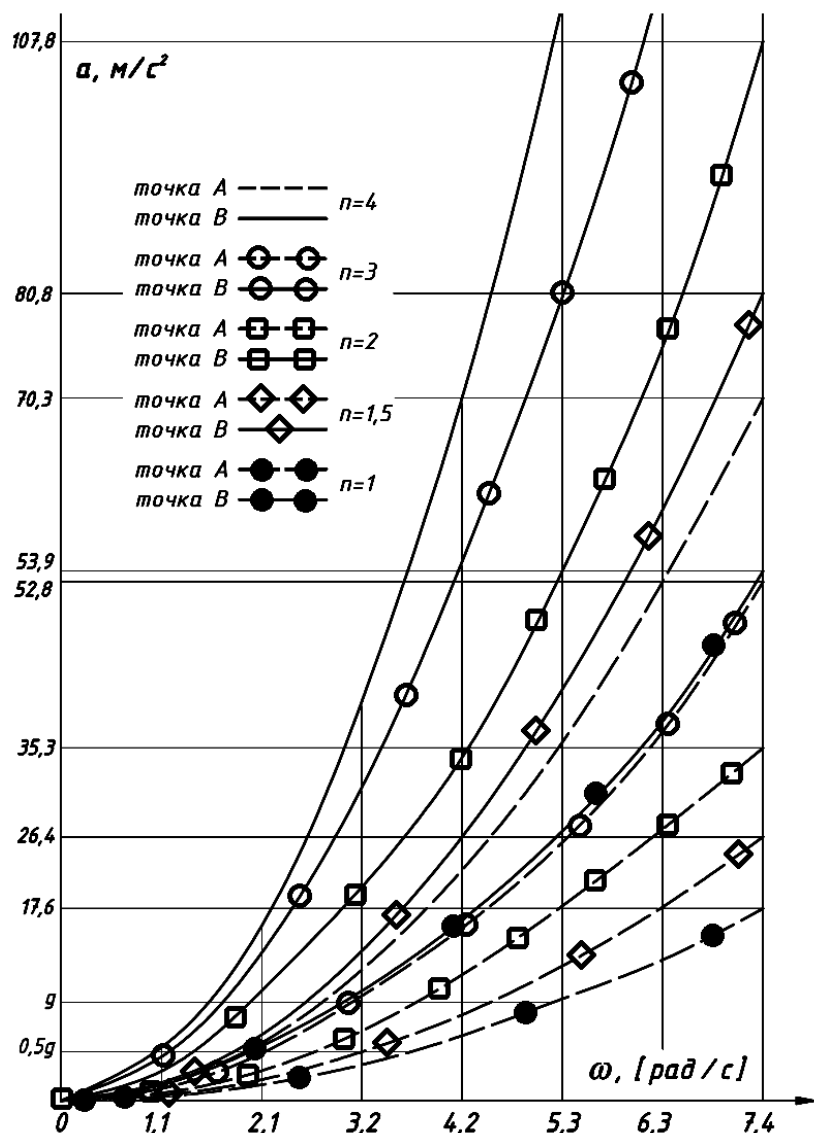


Рис. 2.18. Графік залежності прискорень  $a_n^{\max A}$ ,  $a_n^{\max B}$  від кутової швидкості  $\omega^{\text{ведуч}}$  ведучого валу для 5-ти типорозмірів базової конструкції машини де  $\omega^{\text{ведуч}(B)}$  – кутова швидкість ведучого валу машини;  $u$  – коефіцієнт, що характеризує відношення одиниці повного прискорення до одиниці кутової швидкості, для вищепредставленої графічної залежності  $u = 9,52 [m / \text{рад} \cdot c]$ ;  $k$  – безрозмірний коефіцієнт, встановлений аналітичним шляхом, який характеризує симетричне віддалення кривої від вісі ординат при однаковому відповідному значенні вісі абсцис для "базового типорозміру", використовуючи вираз (2.26), визначено:  $k^A \approx 0,0036$ ;  $k^B \approx 0,011$ , також:

$$\frac{k^B}{k^A} \approx 3,05. \quad (2.27)$$

Рівняння (2.26), з урахуванням виразу (2.27)(2.29) матиме вигляд для двох значень  $a_n^{\max A}$  та  $a_n^{\max B}$ :

$$a_n^{\max B} = 3,05 n k^A (\omega^{\text{ведуч}B} u)^2. \quad (2.28)$$

$$a_n^{\max A} = \frac{n k^B (\omega^{\text{ведуч}A} u)^2}{3,05}. \quad (2.29)$$

Приймаючи до уваги характеристики нерівностей (2.23) та (2.24), виразимо з (2.28) та (2.29) значення кутової швидкості ведучого валу та надамо цим виразам такого вигляду, за яким стане можливо встановити граничні значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідатимуть зміні режимів руху сипкого середовища у відповідній частині робочої ємкості:

$$\omega_{ГРАН}^{\omega_{ведучB}} = \sqrt{\xi \frac{g}{3,05nk^A u^2}}; \quad (2.30)$$

$$\omega_{ГРАН}^{\omega_{ведучA}} = \sqrt{\xi \frac{3,05g}{nk^B u^2}}, \quad (2.31)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $\xi$  – коефіцієнт, який характеризує частину об'єму (маси) сипкого середовища, що відірветься від поверхні сипкого масиву, може бути в діапазоні від 0-ля до 1-ці.

При  $\xi=1/2$  (від поверхні масиву зможе відділитися приблизно менша половина об'єму), формула характеризуватиме граничне значення кутової швидкості ведучого валу машини, що буде перехідним від каскадного до змішаного режиму руху.

При  $\xi=1$  (увесь сипкий масив здатен відірватися від стінки ємкості), формула характеризуватиме граничне значення кутової швидкості ведучого валу, що буде перехідним від змішаного до водоспадного режиму руху.

За рахунок коефіцієнту  $\xi$  вирази (2.30), (2.31) будуть справедливими для будь-якої маси сипкого середовища завантаженої до робочої ємкості.

У зв'язку з тим, що торці робочої ємкості рухаються з різним прискоренням, створюються умови, за яких сипкий масив буде переміщатися з різною інтенсивністю від одного торця робочої ємкості до протилежного та у зворотному напрямі. Тому за виразом (2.30) визначається необхідна кутова швидкість ведучого валу для визначення режиму руху при переміщенні сипкого середовища з тієї частини ємкості, яка знаходиться ближче до ведучого валу, а за виразом (2.31) – кутова швидкість для визначення режиму руху при переміщенні сипкого середовища з тієї частини робочої ємкості, яка знаходиться ближче до веденого валу. За допомогою виразів (2.30) та (2.31) встановлено граничні значення кутової швидкості ведучого валу, які відповідатимуть зміні режимів руху сипкого середовища для відповідних типорозмірів машини та представлено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

$\omega_{ведуч}$ , [рад/с] $n=1$	$\omega_{ведуч}$ , [рад/с] $n=1,5$	$\omega_{ведуч}$ , [рад/с] $n=2$	$\omega_{ведуч}$ , [рад/с] $n=3$	$\omega_{ведуч}$ , [рад/с] $n=4$	Режим руху сипкого середовища
0–2,2	0–1,8	0–1,6	0–1,3	0–1,1	Каскадний
2,2–3,8	1,8–3,2	1,6–2,8	1,3–2,3	1,1–1,9	Змішаний (каскадно-водоспад.)
3,8–5,5	3,2–4,5	2,8–3,9	2,3–3,2	1,9–2,7	Змішаний (водосп.-каскадний)
5,5<	4,5<	3,9<	3,2<	2,7<	Водоспадний

Таким чином, встановлено, що зміна режимів руху сипкого середовища в робочій ємкості залежить від габаритних параметрів машини, у машині з пропорційно збільшеною ємкістю зміна режимів руху сипкого середовища відбуватиметься інтенсивніше, ніж при "базовому" типорозміру машини та навпаки.

### **2.3.3. Експериментальне дослідження режимів руху сипкого середовища та траєкторії переміщення частинки в середині робочої ємкості базової конструкції машини**

Для перевірки введених припущень проведено експериментальні дослідження. Дослідження руху сипкого середовища проводились на експериментальному стенді машини з геометричними параметрами, що відповідають типорозміру з масштабним коефіцієнтом  $n=1$ , фото якого представлено на рис. 2.19.

Робоча ємкість була заповнена частинками, що мають приблизно однакову масу, форму та розмір на 40% сумарною масою 0,7 кг. Дослідження режимів руху сипкого середовища в циліндричному барабані проводилося при кутовій швидкості ведучого валу машини в діапазоні від 1,1 до 6 рад/с. Застосовано методи швидкісної відеозйомки руху сипкого середовища крізь прозорі стінки ємкості за допомогою відеокамери, встановленої у вертикальній площині. На основі сповільненого перегляду відеозаписів було встановлено залежність режимів руху сипкого середовища від кутової швидкості ведучого валу машини.



Рис. 2.19. Експериментальний стенд машини

При кутовій швидкості ведучого валу в  $1,1 \text{ рад/с}$  режим руху був каскадним, частинки, під час переміщення, не відділялися одна від одної, а перекочувалися та проковзували по поверхні робочої ємкості та одна відносно іншої. Характер переміщення сипкого середовища представлений на рис. 2.20.

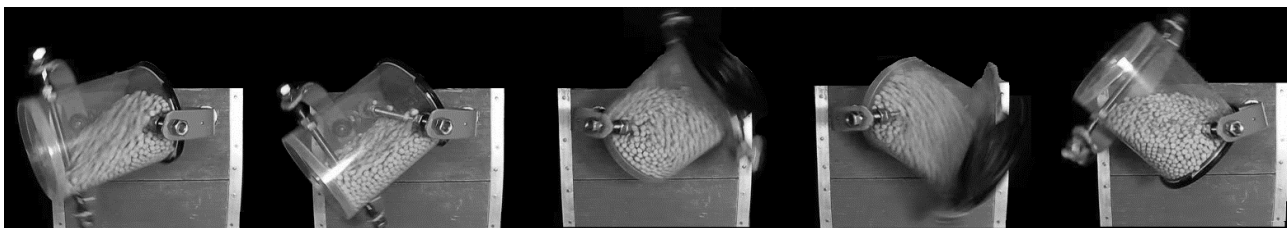


Рис. 2.20. Характер переміщення сипкого середовища при кутовій швидкості ведучого валу в  $1,1 \text{ рад/с}$

При кутовій швидкості в  $2,1 \text{ рад/с}$  в каскадному режимі почали проявлятися перші ознаки водоспадного режиму руху, що утворювалися при різкому русі вниз частини циліндричного барабану, яка знаходиться ближче до веденого валу машини. А при плавному русі вниз частини циліндричного барабану, яка знаходилась ближче до ведучого валу машини, залишався каскадний режим руху. Явно домінуючим був каскадний режим руху сипкого середовища. Такий режим руху можна охарактеризувати як змішаний каскадно-водоспадний.

Добре виражене поєднання двох режимів руху сипкого середовища спостерігалось при кутовій швидкості в  $3,2 \text{ рад/с}$ . До торця ємкості, який розташований ближче до веденого валу машини сипкий масив рухався з відривом від стінок, реалізуючи при цьому водоспадний режим руху, а в зворотному напрямі сипкий масив ще не здатен був перейти до стану вільного польоту частинок, тому залишався все ще каскадний режим руху. Загальний режим руху є змішаним з однаковим проявом як каскадного так і водоспадного режимів. На рис. 2.21 представлено характер переміщення сипкого середовища у двох протилежних напрямках робочої ємкості: а) до торця ємкості, який розташований ближче до веденого валу, б) до торця ємкості, який розташований ближче до ведучого валу машини.

При збільшенні кутової швидкості ведучого валу до  $4,2 \text{ рад/с}$  режим руху став майже водоспадним, лише при переміщенні сипкого масиву до торця ємкості, який розташований ближче до ведучого валу, все ще залишалися ознаки каскадного режиму руху – це змішаний водоспадно-каскадний режим.

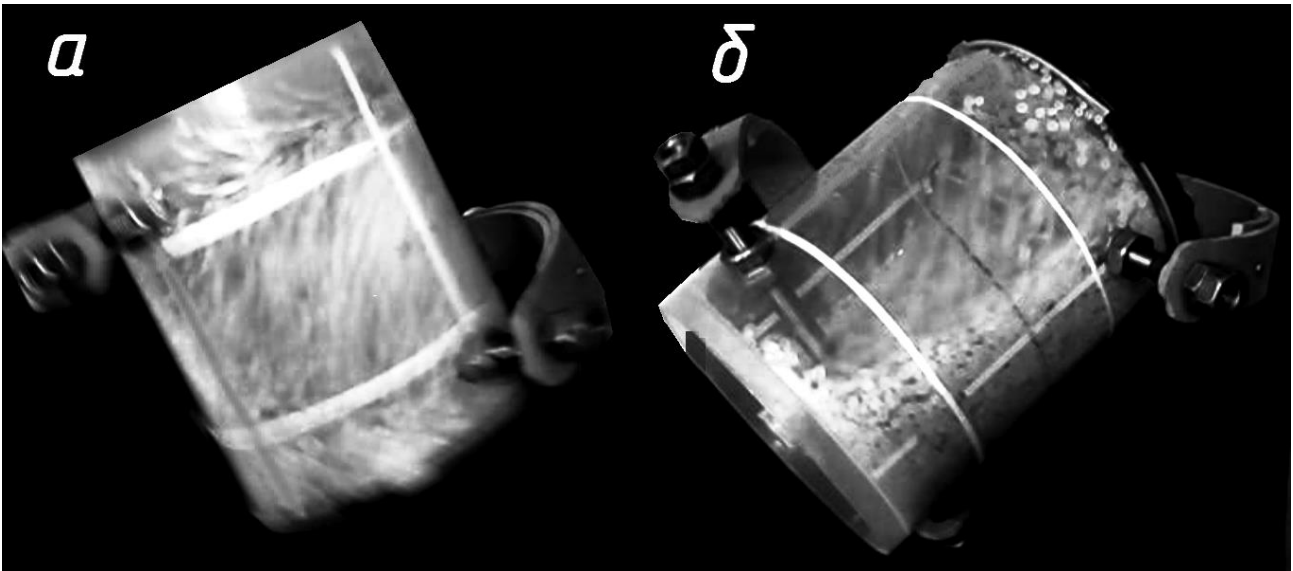


Рис. 2.21. Переміщення сипкого середовища у двох протилежних напрямках ємкості

При досягненні кутової швидкості в  $5,3 \text{ рад/с}$  режим руху сипкого середовища в робочій ємкості став практично водоспадним, сипкий масив під час переміщення повністю відривався від стінки ємкості. Тим не менш, спостерігалася різна інтенсивність руху сипкого масиву при переміщенні від одного торця ємкості до протилежного та навпаки. Характер переміщення сипкого середовища при кутовій швидкості ведучого валу в  $5,3 \text{ рад/с}$  представлений на рис. 2.22.



Рис. 2.22. Характер переміщення сипкого середовища при кутовій швидкості ведучого валу в  $5,3 \text{ рад/с}$

Експериментальним дослідженням підтверджено попередню встановлену градацію кутової швидкості, що забезпечує відтворення необхідного режиму руху сипкого середовища в середині робочої ємкості, а також, що сипке середовище в середині ємкості базової конструкції машини буде рухатися з різною інтенсивністю між протилежними торцями у зустрічних напрямках. Слід зауважити, що перехід від одного до іншого режиму руху відбувався плавно та поступово.

#### 2.3.4. Експериментальне дослідження траєкторії переміщення частинки в середині робочої ємкості

Було проведено експериментальне визначення траєкторії переміщення частинки при її русі разом з сипким середовищем у циліндричній ємкості. Геометрична форма частинок – сферична; діаметр  $d=8\text{мм}$ ; маса  $m=0,0004 \text{ кг}$ ;

заповнення робочої ємкості  $\approx 35\%$ ; кількість частинок – 1500штук. Дослідження проводилося при кутовій швидкості ведучого валу в – 1,1; 2,1; 4,2; 6,3  $rad/c$  за 9 повних обертів. Траєкторія переміщення частинки визначалася відносно системи координат  $(x,y,z)$ , яка умовно нерухомо закріплена в робочій ємкості. Початок координат  $O$  розташований на середині вісі ємкості, вісь  $x$  співпадає з віссю ємкості, а її додатній напрямок направлений в бік торця робочої ємкості, що знаходиться ближче до веденого валу, всі осі взаємоперпендикулярні між собою. Система координат для визначення траєкторії руху частинки представлена на рис. 2.23.

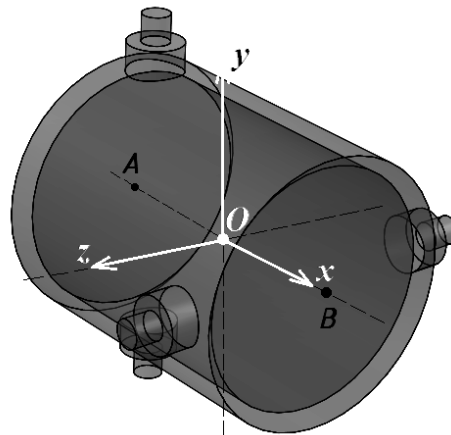


Рис. 2.23. Система координат, для визначення траєкторії руху частинки

Прозора робочої ємкості була заповнена частинками однакової форми та розміру на 35%, при чому, одна з частинок, підсвічувалася світлодіодом, що давало можливість визначити її місцеположення в робочій ємкості. Навіть, в тих моментах, коли частинка знаходилась не в полі зору, перебуваючи під шаром інших частинок, відносно точне місце її розташування все-одно було відоме, завдяки тому, що промені від світлодіода пробивалися крізь шар інших частинок. Крім того, на поверхню прозорої робочої ємкості була нанесена розмітка, орієнтуючись на яку можна було встановити, на якій відстані відносно осей фіксованої системи координат  $(x,y,z)$  у відповідний момент часу перебуває підсвічувана частинка. На рис. 2.24 представлено декілька положень робочої ємкості із завантаженим сипким масивом та частинкою, що підсвічувалася, для якої визначалася траєкторія переміщення.

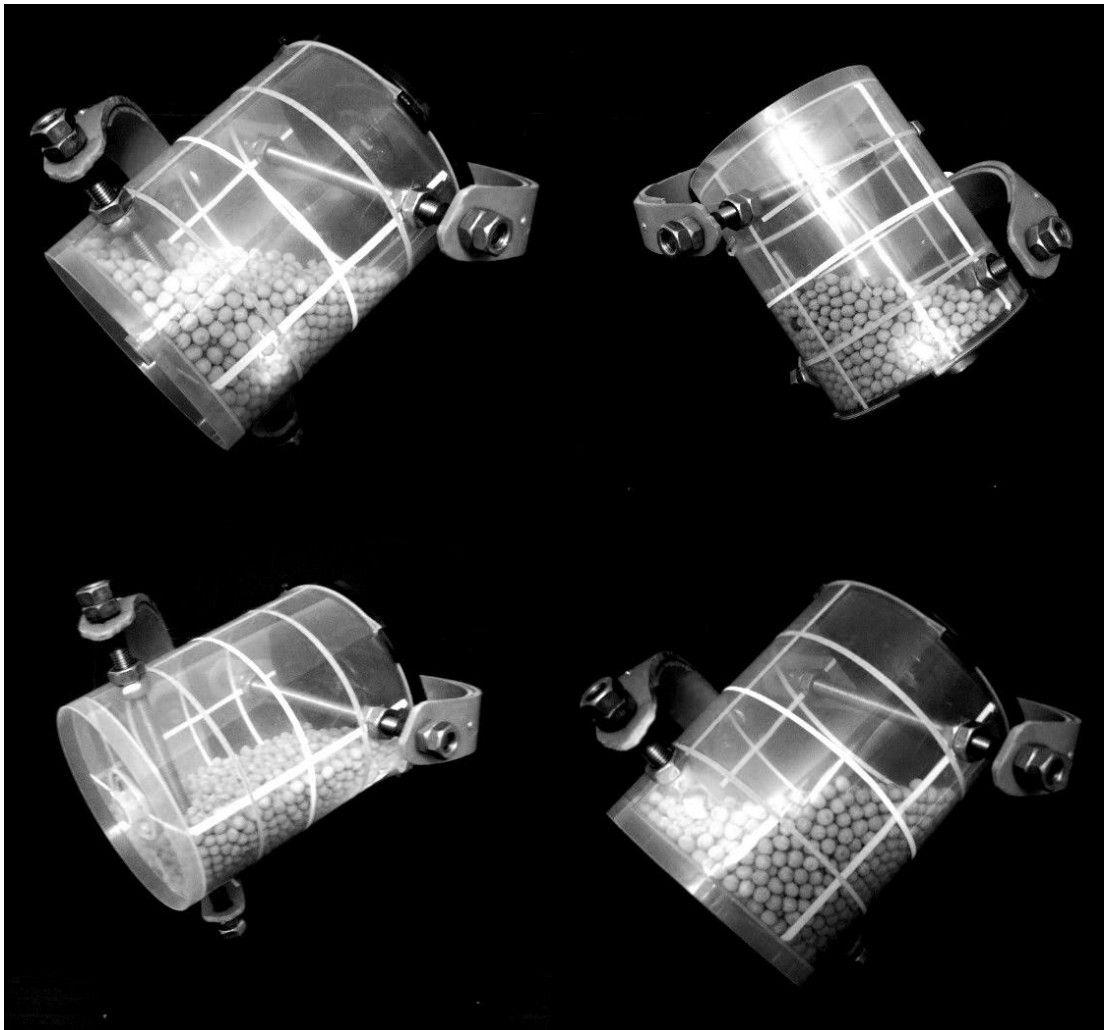


Рис. 2.24. Положення ємкості із завантаженим масивом та частинкою, що підсвічується

Процес переміщення вмісту робочої ємкості відзнятий двома відеокамерами одночасно. Об'єктив першої відеокамери був розташований у вертикальній площині, об'єктив другої – у горизонтальній. Траєкторії переміщення частинки в робочій ємкості відносно осей координат  $x$ ,  $y$  та  $z$  за 9 повних обертів ведучого валу машини представлені на рис. 2.25 (а, б, в) відповідно.



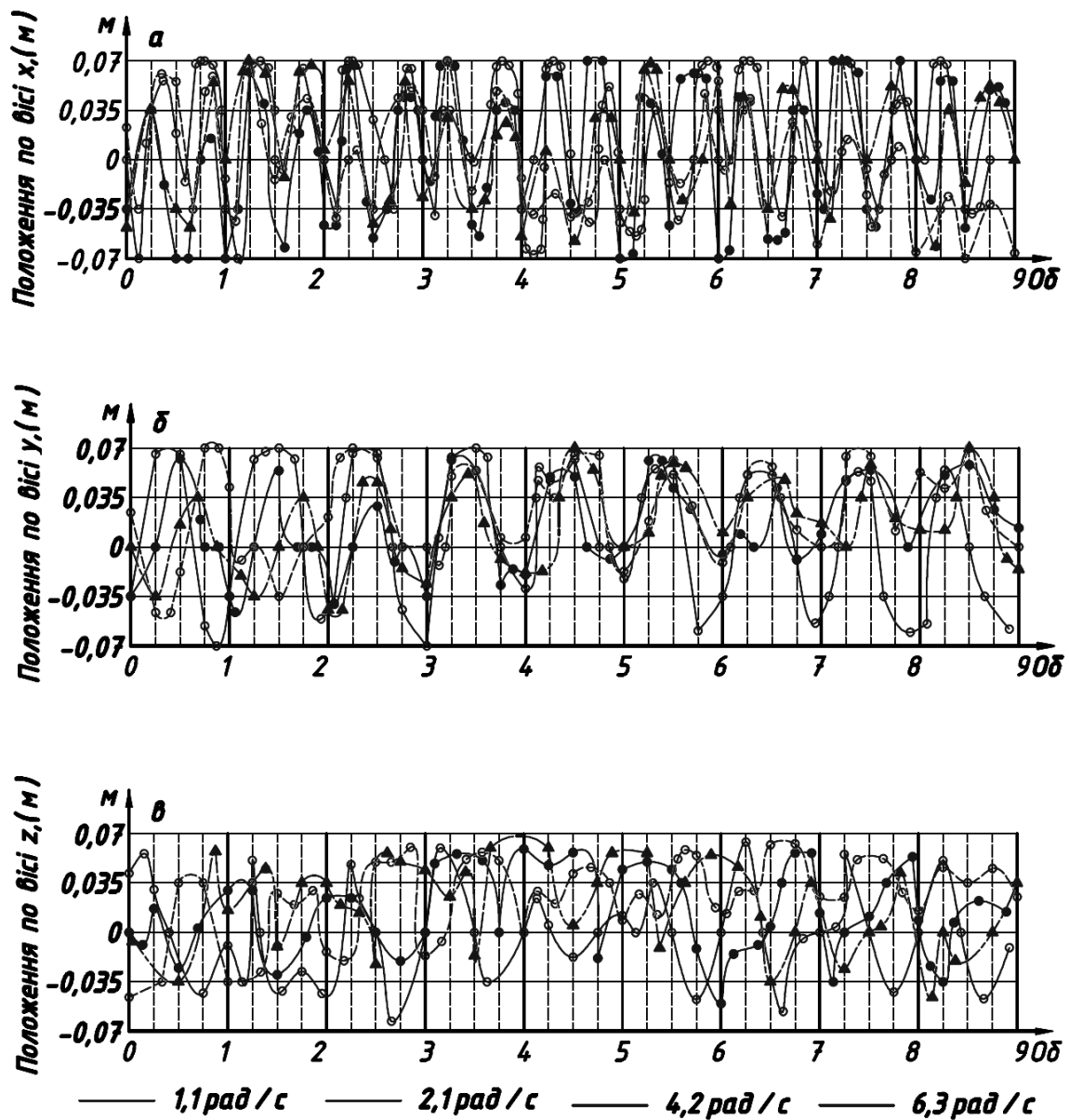


Рис. 2.25. Траекторії переміщення частинки в ємкості відносно осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$

Рух частинки був ритмічним та пульсуючим. Частинка відносно тривалого періоду часу залишалася стаціонарною поблизу кожного торця робочої ємкості з наступним швидким переміщенням. При переміщенні частинка поверталася майже в ті ж самі початкові позиції. Осьова складова переміщення частинки вздовж вісі  $x$  (вліво-вправо) відбувалося двічі за один оберт ведучого валу машини. При русі відносно осей  $y$  та  $z$ , прямі та зворотні переміщення частинки були розділені значно більшими періодами спокою, переміщення частинки з її поверненням до початкового місця дислокації відбувалося лише один раз за один оберт ведучого валу.

Порівнюючи траекторії переміщення частинки в робочій ємкості відносно трьох осей координат, можна зауважити, що шлях, подоланий частинкою відносно вісі  $x$ , значно більший за пройдений нею шлях відносно осей  $y$  та  $z$ , а отже, й інтенсивність переміщення відносно вісі  $x$  робочої ємкості є значно більшою за інтенсивність переміщення в перпендикулярному напрямі (відносно

у та  $z$ ). При частоті обертання ведучого валу в  $1,1$  рад/с частинка завжди поверталася в початковій позиції й проходила повний шлях відносно всіх трьох осей координат. При кутовій швидкості ведучого валу в  $2,1$  рад/с траєкторія руху частинки почала зміщатися в додатному напрямі відносно вертикальної вісі  $y$ . При збільшенні кутової швидкості до  $4,2$  рад/с траєкторія руху частинки значно змінилася. Її сумарний пройдений шлях зменшився. Траєкторія руху після трьох обертів ведучого валу змістилася в додатньому напрямі відносно вісі  $z$  та  $y$ . При кутовій швидкості в  $6,3$  рад/с траєкторія знову стабілізувалася та стала подібною до траєкторії при кутовій швидкості в  $2,1$  рад/с. Частинка тривалий проміжок часу знаходилася в межах тої частини робочої ємкості, що є ближчою до веденого валу, потім переміщається до протилежної частини ємкості та майже миттєво поверталася назад. Це пов'язано з прискореним рухом вниз частини робочої ємкості, що знаходиться ближче до веденого валу. В базовій конструкції машини частина робочої ємкості, яка розташована ближче до веденого валу, рухається зі значно більшим прискоренням ніж протилежна. Сипкий масив за рахунок швидкої зміни орієнтації частини ємкості в просторі буде переміщатися з різною інтенсивністю між її торцями в протилежних напрямках при однаковій кутовій швидкості ведучого валу, а прискорений рух частини робочої ємкості здатен викликати значні сили інерції, що будуть діяти на сипке робоче середовище. Характер обробки деталей при кутовій швидкості ведучого валу, яка забезпечує реалізацію водоспадного, а також змішаного водоспадно-каскадного режимів руху буде доволі "грубим" та придатним для відносно вузького спектру технологічних операцій, що можуть бути виконані на даній машині. Базову конструкцію машини рекомендовано використовувати для процесів відділення деталей від ливників, а також для змішування сипких речовин.

## **2.4. Моделювання приводу машини, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух**

### **2.4.1. Визначення закону зміни кутової швидкості та кутового прискорення ведучого валу машини**

З метою розширення меж використання даного обладнання та можливістю його застосування не лише для змішування сипких речовин, а й для процесів обробки деталей, суть яких полягає у шліфуванні та поліруванні їх поверхні, постає проблема щодо реалізації такого просторового переміщення робочої ємкості, яке забезпечувало б "делікатний" характер руху сипкого середовища, унеможливило виникнення явища "удару" по поверхні оброблюваних деталей, що виникає при їх зіткненні між собою та стінками ємкості, а також створювало б умови для однакової інтенсивності переміщення сипкого середовища між протилежними торцями ємкості в обох напрямках.

Досягнути таких критеріїв можливо за рахунок нівелювання різниці між максимальними значеннями повних прискорень точок, котрі розташовані в центрі торців робочої ємкості [113]. Вирішення даної задачі полягає у забезпеченні реалізації циклічної зміни кутових швидкостей ведучого та веденого валів машини таким чином, щоб їх екстремуми знаходилися в

протифазі з однаковим амплітудним значенням. Встановимо необхідний закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини за допомогою САПР SolidWorks для будь-якого типорозміру її конструкції.

У процесі моделювання поступово збільшували діапазон зміни кутової швидкості ведучого валу та паралельно спостерігали за зменшенням діапазону кутової швидкості веденого валу. Визначали момент, коли їх екстремальні значення стануть рівними між собою. Для чисельного моделювання у SolidWorks середнє значення кутової швидкості ведучого валу приймали  $\omega_{сеп} = 6,3 \text{ рад/с}$ . За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки до робочої ємкості є горизонтальною. Набір кривих, які відображають зміну кутової швидкості веденого валу в залежності від кутової швидкості ведучого валу машини за один їх повний оберт представлені на рис. 2.26.

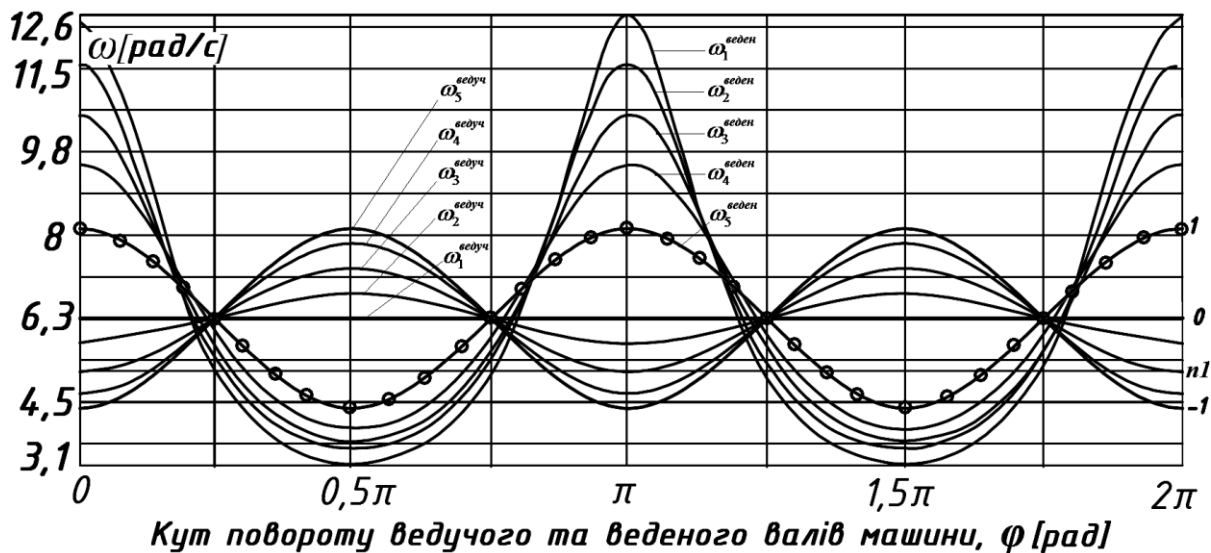


Рис. 2.26. Залежність зміни кутової швидкості веденого валу від кута повороту при різних значеннях кутової швидкості ведучого валу машини, де  $\omega_{1-5}^{ведуч}$ ,  $\omega_{1-5}^{веден}$  — кутова швидкість ведучого та веденого валів відповідно (нижній індекс у вигляді цифри від 1-го до 5-ти характеризує відповідність між цими кутовими швидкостями)

Так при реалізації закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини з діапазоном  $\omega_3^{ведуч} = [4,2 \div 8,4] \text{ рад/с}$ , еквівалентним до нього став діапазон зміни кутової швидкості веденого валу  $\omega_3^{веден} = [4,2 \div 8,4] \text{ рад/с}$ .

Граничні екстремальні значення кутових швидкостей ведучого та веденого валів, а також їх максимальні кутові прискорення представлені в таблицях 2.3-а та 2.3-б.

Таблиця 2.3-а

Ведучий вал		
Закон зміни кутової швидкості	Діапазон кутової швидкості, [рад/с]	Максимальне кутове прискор., [рад/с <sup>2</sup> ]
	$\omega_1^{\text{ведуч}} = \text{const} = 6,3$	$\varepsilon_1^{\text{ведуч}} = 0$
$\omega_2^{\text{ведуч}} = \omega_{\text{сер}} - 0,28 \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)$	$\omega_2^{\text{ведуч}} = [5,8 \div 6,8]$	$\varepsilon_2^{\text{ведуч}} = 6,3$
$\omega_3^{\text{ведуч}} = \omega_{\text{сер}} - 0,56 \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)$	$\omega_3^{\text{ведуч}} = [5,2 \div 7,3]$	$\varepsilon_3^{\text{ведуч}} = 12,6$
$\omega_4^{\text{ведуч}} = \omega_{\text{сер}} - 0,84 \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)$	$\omega_4^{\text{ведуч}} = [4,7 \div 7,9]$	$\varepsilon_4^{\text{ведуч}} = 18,8$
$\omega_5^{\text{ведуч}} = \omega_{\text{сер}} - 1 \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)$	$\omega_5^{\text{ведуч}} = [4,2 \div 8,4]$	$\varepsilon_5^{\text{ведуч}} = 25,7$

Таблиця 2.3-б

Ведений вал	
Діапазон кутової швидкості, $\omega_{\text{inv}}$ , [рад/с]	Максимальне кутове прискорення, [рад/с <sup>2</sup> ]
$\omega_1^{\text{веден}} = [3,1 \div 12,6]$	$\varepsilon_1^{\text{веден}} = 84,2$
$\omega_2^{\text{веден}} = [3,4 \div 11,5]$	$\varepsilon_2^{\text{веден}} = 66,3$
$\omega_3^{\text{веден}} = [3,7 \div 10,5]$	$\varepsilon_3^{\text{веден}} = 52,4$
$\omega_4^{\text{веден}} = [3,9 \div 9,4]$	$\varepsilon_4^{\text{веден}} = 38,2$
$\omega_5^{\text{веден}} = [4,2 \div 8,4]$	$\varepsilon_5^{\text{веден}} = 28,1$

Таким чином, на ведучому валу машини необхідно забезпечити закон зміни кутової швидкості, який має вигляд:

$$\omega^{\text{ведуч}} = \omega_{\text{сер}} - \omega_{\text{ампл}} \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right), \quad (2.32)$$

де  $\varphi$  – кут повороту ведучого валу машини, [рад];  $\omega_{\text{ампл}}$  – це різниця по модулю між екстремумами кутової швидкості та її середнім значенням, [рад/с].

Закон зміни кутової швидкості веденого валу буде оберненим до закону зміни кутової швидкості ведучого валу та матиме вигляд:

$$\omega^{\text{веден}} = \omega_{\text{сер}} + \omega_{\text{ампл}} \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (2.33)$$

При забезпеченні закону зміни кутової швидкості (2.32) на ведучому валу, кутові прискорення ведучого та веденого валів стали практично рівними між собою. Також зникла різниця між значеннями повних максимальних прискорень точок А та В:  $a^{\text{maxA}} = a^{\text{maxB}} = 11,9$  [м/с<sup>2</sup>]. Амплітудне значення коливань кутової швидкості  $\omega_{\text{ампл}}$  для її середнього значення в  $\omega_{\text{сер}} = 6,3$  рад/с встановлюється як:

$$\omega_{амл} = \frac{\omega_{max}^{ведуч} - \omega_{min}^{ведуч}}{2} = \frac{8,4 - 4,2}{2} = 2,1 \text{ рад/с}, \quad (2.34)$$

де  $\omega_{max}^{ведуч}$  та  $\omega_{min}^{ведуч}$  – відповідно максимальне та мінімальне значення закону зміни кутової швидкості при її середньому значенні  $\omega_{сеп} = 6,3 \text{ рад/с}$ .

Визначений закон зміни кутової швидкості ведучого валу повинен реалізовуватися для будь-якого значення середньої кутової швидкості  $\omega_{сеп}$ :

$$\omega_{сеп} = \frac{\omega_{max}^{ведуч} + \omega_{min}^{ведуч}}{2}. \quad (2.35)$$

Встановимо коефіцієнти  $k_{max}$  та  $k_{min}$ , що характеризують відношення суми екстремумів необхідного закону зміни кутової швидкості до максимального та мінімального екстремумів цього ж закону кутової швидкості відповідно:

$$k_{min} = \frac{\omega_{max}^{ведуч} + \omega_{min}^{ведуч}}{\omega_{min}^{ведуч}} = \frac{8,4 + 4,2}{4,2} = 3. \quad (2.36)$$

$$k_{max} = \frac{\omega_{max}^{ведуч} + \omega_{min}^{ведуч}}{\omega_{max}^{ведуч}} = \frac{8,4 + 4,2}{8,4} = 1,5. \quad (2.37)$$

При проведенні моделювання для будь-яких інших значень  $\omega_{сеп}$ , значення коефіцієнтів, які встановлені у виразах (2.36) та (2.37), залишилися незмінними. Вони є універсальними. Виразимо з формул (2.36) та (2.37), враховуючи вираз (2.35), значення  $\omega_{min}^{ведуч}$  та  $\omega_{max}^{ведуч}$  відповідно:

$$\omega_{min}^{ведуч} = \frac{2\omega_{сеп}}{3}. \quad (2.38)$$

$$\omega_{max}^{ведуч} = \frac{4\omega_{сеп}}{3}. \quad (2.39)$$

З урахуванням формули (2.34), вираз (2.32), матиме вигляд:

$$\omega^{ведуч} = \omega_{сеп} - \left( \frac{\omega_{max}^{ведуч} - \omega_{min}^{ведуч}}{2} \right) \sin \left( 2\varphi + \frac{\pi}{2} \right). \quad (2.40)$$

Підставивши значення формул (2.38) та (2.39) у вираз (2.40), отримаємо:

$$\omega^{ведуч} = \omega_{сеп} - \left( \frac{\omega_{сеп}}{3} \right) \sin \left( 2\varphi + \frac{\pi}{2} \right). \quad (2.41)$$

Вираз (2.41) описує закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини, реалізація якого дозволяє забезпечити циклічну зміну кутових швидкостей ведучого та веденого валів з екстремумами, що знаходяться в протифазі з однаковими амплітудними значеннями. Таким чином, вирівнюються між собою значення повних максимальних прискорень точок А та В робочої ємкості. Так створюються умови для досягнення однакової інтенсивності обробки деталей по всьому об'єму робочої ємкості та для однакової інтенсивності переміщення сипкого середовища між протилежними торцями робочої ємкості у зустрічних напрямках.

Встановимо закон зміни кутового прискорення ведучого валу. Відомо, що кутове прискорення є першою похідною від кутової швидкості. Продиференціюємо закон зміни кутової швидкості, однак, приймаючи до уваги

те, що у виразі (2.32) амплітудне значення коливань кутової швидкості  $\omega_{ампл}$  визначено для її середнього значення  $\omega_{сер}$ .

Кутова швидкість ведучого валу змінюється в діапазоні від  $\omega_{мин}^{ведуч}$  до  $\omega_{max}^{ведуч}$ , що є більшими від нуля, а отже для раціонального визначення закону зміни кутового прискорення амплітудне значення повинно характеризувати суму значень її екстремумів по відношенню до нульового значення, таким чином, отримаємо дійсне амплітудне значення  $\omega_{ампл}^D$ :

$$\omega_{ампл}^D = \omega_{max}^{ведуч} + \omega_{мин}^{ведуч}. \quad (2.42)$$

Запишемо вираз (2.42) з урахуванням формул (2.38) та (2.39):

$$\omega_{ампл}^D = \frac{4\omega_{сер}}{3} + \frac{2\omega_{сер}}{3} = 2\omega_{сер}. \quad (2.43)$$

Підставимо значення виразу (2.43) у рівняння (2.32) замість  $\omega_{ампл}$ :

$$\omega^{ведуч} = \omega_{сер} - 2\omega_{сер} \cdot \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (2.44)$$

Запишемо закон зміни кутового прискорення ведучого валу машини, продиференціювавши рівняння (2.44):

$$\varepsilon^{ведуч} = \left(\omega_{сер} - 2\omega_{сер} \cdot \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right)\right) \frac{d}{d\varphi} = -4\omega_{сер} \cdot \cos\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (2.45)$$

Максимальне амплітудне значення кутового прискорення визначається як:

$$\varepsilon^{ведучMAX} = |-4\omega_{сер}|. \quad (2.46)$$

Відповідно, закон зміни кутового прискорення веденого валу буде оберненим до закону зміни кутового прискорення ведучого валу машини:

$$\varepsilon^{веден} = 4\omega_{сер} \cos\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (2.47)$$

Перевіримо правильність встановленого закону на конкретному прикладі, підставивши  $\omega_{сер} = 6,3$  рад/с у рівняння (2.45) та порівнявши з отриманим графіком зміни кутового прискорення за допомогою САПР SolidWorks.

На рис. 2.27 представлено графік зміни кутового прискорення ведучого валу, що відповідає попередньо встановленому закону зміни кутової швидкості.

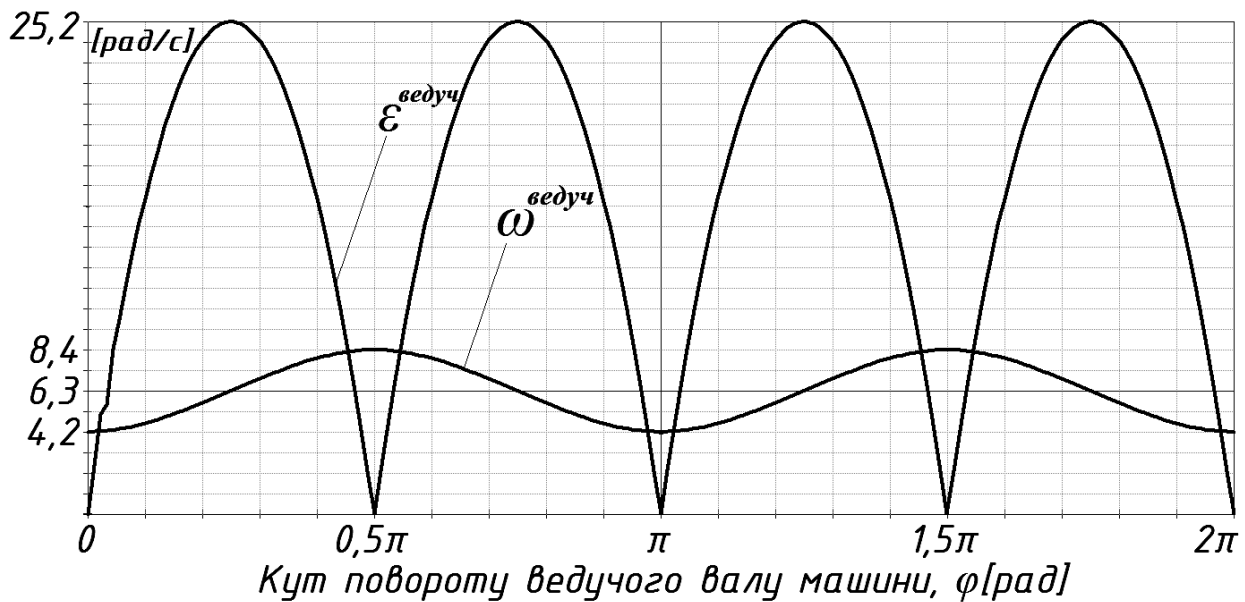


Рис. 2.27. Графік зміни кутового прискорення ведучого валу машини

#### 2.4.2. Дослідження зміни режимів руху у ємкості машини, в якій ведучий вал обертається з непостійною кутовою швидкістю

Встановимо залежність значень максимальних повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$ , від пропорційної зміни геометричних параметрів 5-ти типорозмірів машини для різних середніх кутових швидкостей ведучого валу, провівши кінематичне дослідження в САПР SolidWorks. Усі геометричні параметри моделей машини аналогічні до тих, що наведені у частині 2.3.2. Так було встановлено, що максимальні значення повних прискорень точок А та В співпадають між собою. Цим самим підтвердилися гіпотетичні припущення, які наведені в попередній частині. Таким чином, можна записати, що:

$$a^{\max A} = a^{\max B} = a^{\max AB} \quad (2.48)$$

В таблиці 2.4 представлено максимальні значення повних прискорень  $a^{\max AB}$  для відповідного типорозміру машини при різних середніх значеннях кутової швидкості ведучого валу.

Таблиця 2.4

Середнє знач.кут швидк. ведуч. валу	Екстрем. знач. закону зміни кут. швидк. ведуч. валу	"Базовий" типорозмір машин, $n=1$	Типорозмір при, $n=1,5$	Типорозмір при, $n=2$	Типорозмір при, $n=3$	Типорозмір при, $n=4$
$\omega_{\text{ср}}$ , [рад/с]	$[\omega_{\text{мін}}^{\text{ведуч}} \div \omega_{\text{макс}}^{\text{ведуч}}]$ , [рад/с]	$a_1^{\max AB}$ , [м/с <sup>2</sup> ]	$a_{1,5}^{\max AB}$ , [м/с <sup>2</sup> ]	$a_2^{\max AB}$ , [м/с <sup>2</sup> ]	$a_3^{\max AB}$ , [м/с <sup>2</sup> ]	$a_4^{\max AB}$ , [м/с <sup>2</sup> ]
0,5	[0,35÷0,7]	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4
1,1	[0,7÷1,4]	0,4	0,7	0,8	1,3	1,7
2,1	[1,4÷2,8]	1,7	2,55	3,4	5,1	6,8
3,2	[2,1÷4,2]	3,8	5,7	7,5	11,6	15,2
4,2	[2,8÷5,6]	6,9	10,3	13,8	20,5	27,4
5,3	[3,5÷7]	10,6	15,9	21	32	42,4

6,3	[4,2÷8,4]	15,2	22,8	30,1	46,1	60,8
7,4	[4,9÷9,8]	21	31,5	41,5	63,8	84

Представлені в таблиці 2.4 значення зобразимо у вигляді графічної залежності, яка представлена на рис. 2.28.

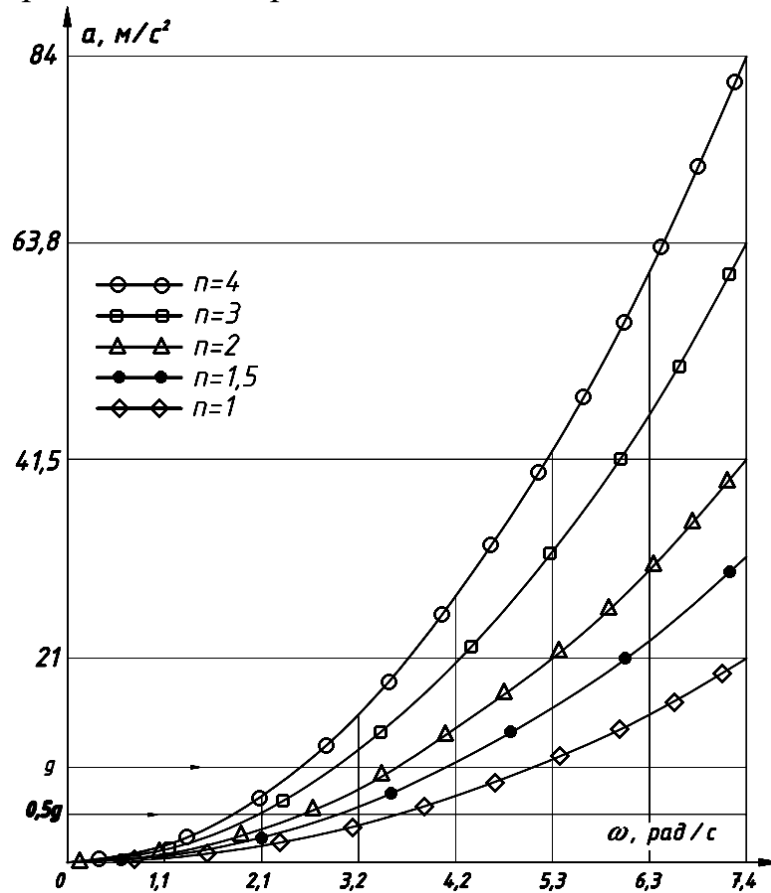


Рис. 2.28. Графік залежності прискорень  $a^{\max AB}$  від середньої кутової швидкості  $\omega_{\text{сеп}}^{\text{ведуч}} \omega_{\text{сеп}}$  ведучого валу для 5-ти типорозмірів машини

Методика встановлення закономірностей між значенням середньої кутової швидкості та зміною режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємкості машини, в якій ведучий вал обертається за встановленим законом зміни кутової швидкості, є аналогічною до тієї, яка представлена в частині 2.3.2.

Приріст максимальних значень прискорень в залежності від значень кутової швидкості ведучого валу відбуватиметься за квадратичною функцією:

$$a_n^{\max AB} = nk^{AB} (\omega_{\text{сеп}}^{\text{ведуч}} u)^2. \quad (2.49)$$

Для "базового" типорозміру машини:  $k^{AB} \approx 0,0043$ ;

Виразимо з формули (2.49) значення кутової швидкості ведучого валу та, приймаючи до уваги характеристики нерівностей (2.23) та (2.24), надамо виразу загального вигляду, за яким стає можливо встановити середнє значення кутової швидкості ведучого валу, що відповідатиме зміні режимів руху середовища:

$$\omega_{\text{сепГПАН}}^{\text{ведуч}} = \sqrt{\xi \frac{g}{nk^{AB} u^2}}, \quad (2.50)$$



де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $[m/c^2]$ ;  $\xi$  – коефіцієнт, який характеризує частину об'єму (маси) сипкого середовища, що відірветься від поверхні сипкого масиву та може бути в діапазоні від 0-ля до 1-ці.

За виразом (2.50), встановлено середні граничні значення кутової швидкості ведучого валу, які відповідатимуть зміні режимів руху сипкого середовища для відповідних типорозмірів даної конструкції машини та представлено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

$\omega_{сер}^{ведуч}$ , [рад/с] $n=1$	$\omega_{сер}^{ведуч}$ , [рад/с] $n=1,5$	$\omega_{сер}^{ведуч}$ , [рад/с] $n=2$	$\omega_{сер}^{ведуч}$ , [рад/с] $n=3$	$\omega_{сер}^{ведуч}$ , [рад/с] $n=4$	Режим руху сипкого середовища
0-3,6	0-2,9	0-2,6	0-2,1	0-1,8	Каскадний
3,6-4,3	2,9-3,5	2,6-3	2,1-2,5	1,8-2,15	Змішаний (каскадно-водоспадний)
4,3-5	3,5-4,1	3-3,5	2,5-2,9	2,15-2,5	Змішаний (водоспад.-каскадний)
5<	4,1<	3,5<	2,9<	2,5<	Водоспадний

Зміна режимів руху сипкого середовища в робочій ємкості залежить від габаритних параметрів машини; у машині з пропорційно збільшеною робочою ємкістю перехід від каскадного до змішаного та водоспадного режиму руху сипкого середовища відбуватиметься інтенсивніше, ніж при "базовому" типорозміру машини та навпаки. Конструкцію машини, в якій ведучий та ведений вали обертаються за законами зміни кутової швидкості так, що їх екстремуми знаходяться в протифазі з однаковим амплітудним значенням слід використовувати переважно для технологічних операцій покращення якості поверхні виробів: шліфування та полірування, очищення поверхонь деталей від заусенцій, задилок, продуктів корозії, заокруглення гострих країв.

#### 2.4.3. Дослідження та розробка приводів, які забезпечують реалізацію закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини

Для реалізації встановленого закону зміни кутової швидкості ведучого валу відома машина зі складним рухом робочої ємкості [114], в конструкції якої використовується маятниковий привод [115]. Кінематична схема маятникового привода представлена на рис. 2.29.

Маятниковий привод містить електродвигун 1, на валу якого закріплений шків  $d_1$  клинопасової передачі. На ведучому валу 2 закріплені шків  $d_2$  та зірочка  $Z_3$ . На проміжному валу 3 жорстко закріплені зірочки  $Z_4$  та  $Z_5$ , а також він жорстко з'єднаний з шатуном 5. Ведучий вал 2 та проміжний вал 3 поєднані між собою ланцюговою передачею. Коромисло 4 кінематично з'єднане з ведучим валом привода 2 та проміжним валом 3. Шатун 5 кінематично з'єднаний з коромислом 6. На веденому валу привода закріплена зірочка  $Z_6$ . У приводі використовуються 2 однакові ланцюгові передачі із загальним передаточним відношенням  $i=4:1$ , відповідно  $Z_3=Z_5$ ,  $Z_4=Z_6$ . Проміжний вал 3 та

ведений вал приводу 7 поєднані між собою ланцюговою передачею. Ведений вал 7 маятничого приводу з'єднаний або виконаний заодно з ведучим валом машини. Закон зміни кутової швидкості на веденому валу 7 привода реалізується за рахунок коливної частини, в яку входить чотирьохланковий двохкоромисловий механізм, кінематична схема якого представлена на рис. 2.30.

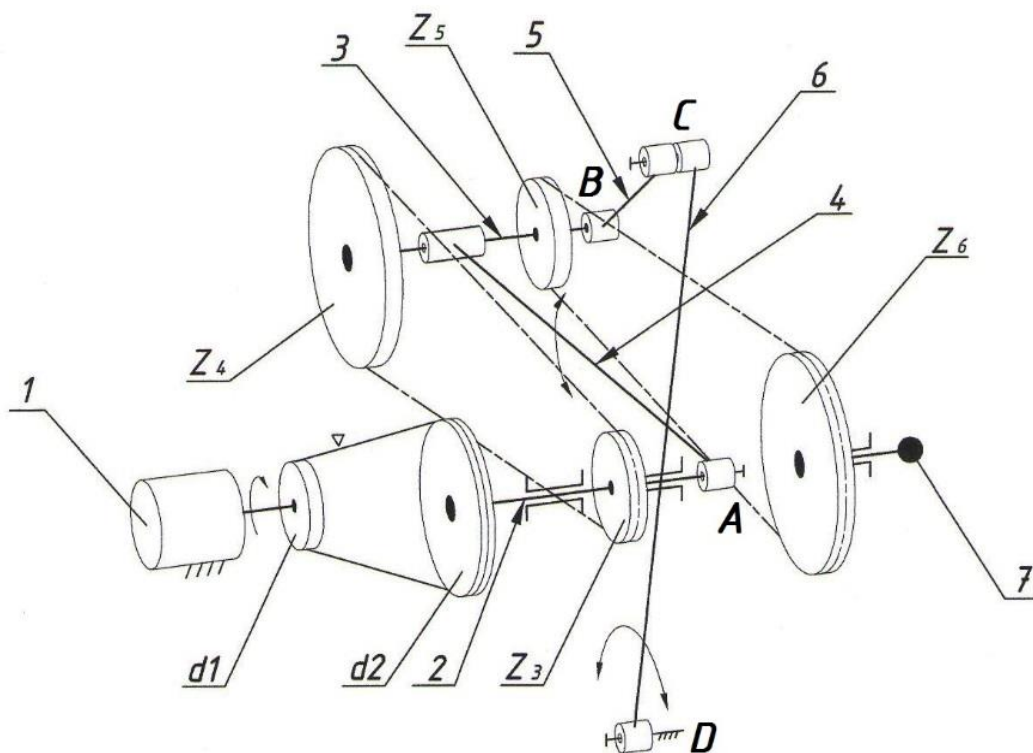


Рис. 2.29. Кінематична схема маятничого привода

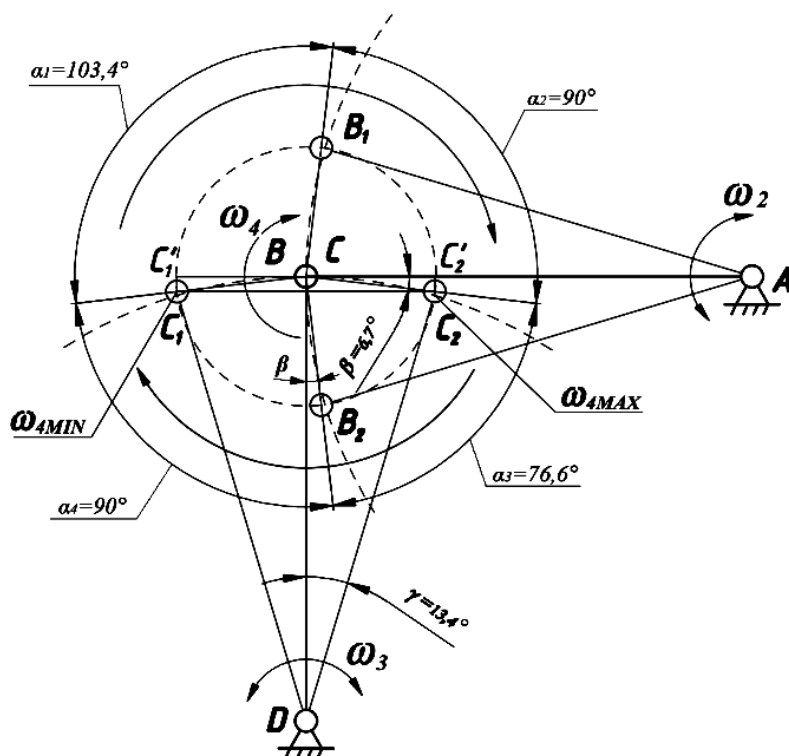


Рис. 2.30. Кінематична схема двохкоромислового механізму

Ланка  $BC$  має дихотомічний характер, з одного боку, виступає у якості шатуна, а з іншого, – у якості кривошипу, з рухомим центром обертання у точці  $B$ . Кутова швидкість  $\omega_4$ , що є кутовою швидкістю проміжного валу, на якому він жорстко закріплений, буде визначатися як відношення лінійної швидкості точки  $C$  навколо точки  $B$  до довжини ланки  $CB$ :

$$\omega_4 = \frac{\bar{V}_{CB}}{l_{CB}}. \quad (2.51)$$

Кутова швидкість  $\omega_4$  буде непостійною, діапазон її зміни залежатиме від довжини ланки  $CB$ . Адже зі збільшенням довжини ланки  $CB$  збільшуватиметься кут коливання коромисел  $BA$  та  $CD$  та приріст кутових швидкостей  $\omega_2$  та  $\omega_3$ , які впливатимуть на лінійні швидкості  $\bar{v}_b$  та  $\bar{v}_c$ . Для досягнення рівності амплітуд сповільнення та прискорення закону зміни кутової швидкості  $\omega_4$ , потрібно щоб максимальні значення кутових швидкостей  $\omega_2$  та  $\omega_3$  були рівними між собою, а отже довжини коромисел мають співпадати:

$$l_{CD} = l_{BA}. \quad (2.52)$$

Задавшись конкретними довжинами ланок  $l_{CD} = l_{BA} = 0,15\text{ м}$  та провівши дослідження кінематичних параметрів приводу у САПР SolidWorks, підібрано довжину ланки  $l_{CB} = 33,75\text{ мм}$  для реалізації необхідного закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини. Довжина ланки  $CB$  визначатиметься як:

$$l_{CB} = \frac{l_{CD}}{4,44}. \quad (2.53)$$

Для приводу із записаними вище довжинами ланок визначили за допомогою САПР SolidWorks зміну кутової швидкості на веденому 7 валу для її середнього значення в 6,3 рад/с, графік якого представлений на рис. 2.31.

Проаналізувавши графік, представлений на рис. 2.31 можна зробити висновок, що закон зміни кутової швидкості дещо відрізняється від необхідного, який виведений в частині 2.4.1, в зв'язку з тим, що кут фази сповільнення менший за кут прискорення, хоча така нерівномірність є незначною та не повинна впливати на забезпечення необхідних умов роботи машини. Проаналізуємо в зв'язку з чим відбувається відхилення дійсного закону зміни кутової швидкості від необхідного. Для цього розглянемо кінематичну схему двохкоромислового механізму (рис. 2.30).

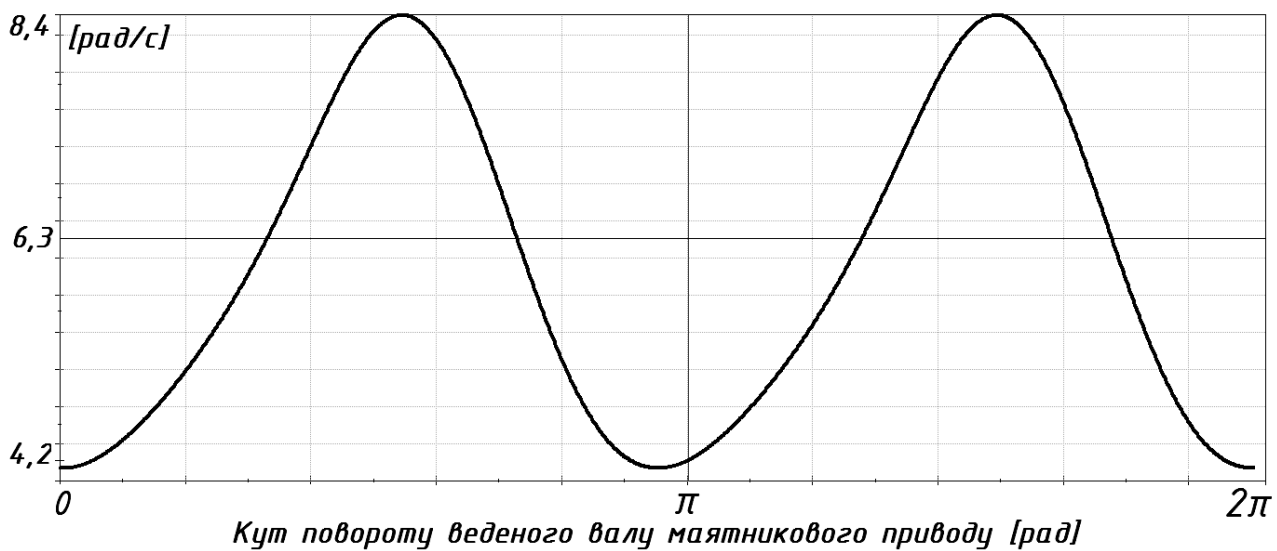


Рис. 2.31. Графік зміни кутової швидкості на веденому валу привода

На схемі представлені крайні положення коромисел  $AB$  та  $CD$ , які рівні між собою. Ланки  $AB$  та  $CD$  досягають максимальних значень кутових швидкостей у середніх положеннях, та миттєво зупиняються у своїх крайніх положеннях. Крайне положення ланки  $C_1D$  відповідає мінімальному значенню кутової швидкості проміжного валу  $\omega_4$ , крайне положення ланки  $C_2D$  – максимальному. Відповідно, кутова швидкість проміжного валу зростає при переміщенні коромисла  $CD$  від крайнього положення  $C_1D$  до крайнього положення  $C_2D$ , а також зменшується при його зворотному переміщенні. Розподіливши один оберт проміжного валу на чотири частини  $\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3; \alpha_4$ , які відповідають крайнім положенням обох коромисел, встановлено, що фаза прискорення проміжного валу становитиме  $193,4^\circ$ , фаза сповільнення –  $166,6^\circ$ . Вирівняти фази в такому механізмі неможливо. Цьому перешкоджає наявність кута  $\beta$ , котрий утворюється між середнім положенням кожного з коромисел та шатуном. Кут  $\beta$  завжди буде більшим від  $0^\circ$ . Зменшити значення кута  $\beta$  можливо лише за рахунок скорочення довжини шатуна  $BC$  (2.54), однак, цим самим, стануть меншими від необхідних амплітудні значення закону зміни кутової швидкості.

$$\arccos \beta = \frac{BC'_2}{BC_2}, \quad (2.54)$$

де  $BC'_2$  проекція довжини ланки  $BC$  на горизонтальну пряму.

Приймемо, що кут  $\gamma$  – це кут між крайнім положенням коромисла  $C_2D$  ( $C_1D$ ) та вертикальною прямою  $CD$  в своєму середньому положенні, тоді:

$$\sin \gamma = \frac{BC'_2}{DC_2}. \quad (2.55)$$

Визначимо з виразу (2.55)  $BC'_2$ :

$$BC'_2 = DC_2 \sin \gamma. \quad (2.56)$$

Підставимо значення формули (2.56) у формулу (2.54) та отримаємо:

$$\arccos \beta = \frac{DC_2 \sin \gamma}{BC_2}. \quad (2.57)$$

Після підстановки усіх необхідних даних у вираз (2.57) можна переконатися у його правильності. Фазні кути прискорення та сповільнення проміжного валу механізму можна визначити як:

$$\alpha_{\text{ПРИСКОРЕННЯ}} = 180 \pm 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}. \quad (2.58)$$

Знак "+" використовується в тому випадку, коли ведучий вал приводу обертається за годинниковою стрілкою, "-", коли ведучий вал обертається проти годинникової стрілки;

$$\alpha_{\text{СПОВІЛЬНЕННЯ}} = 180 \mp 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}. \quad (2.59)$$

Правило знаків виразу (2.59) обернене до правила знаків виразу (2.58).

При збільшенні довжини ланки  $BC$  фази сповільнення та прискорення все більше відрізнятимуться між собою та навпаки, однак, зменшення довжини  $BC$  впливатиме на зменшення амплітуди кутової швидкості веденого валу. Коефіцієнт нерівномірності фаз  $q$  прискорення та сповільнення при обертанні веденого валу приводу за та проти годинниковою стрілкою можна визначити за виразами (2.60) та (2.61) відповідно:

$$q_1 = \frac{\alpha_{\text{ПРИСКОРЕННЯ}}}{\alpha_{\text{СПОВІЛЬНЕННЯ}}}. \quad (2.60)$$

$$q_2 = \frac{\alpha_{\text{СПОВІЛЬНЕННЯ}}}{\alpha_{\text{ПРИСКОРЕННЯ}}}. \quad (2.61)$$

Для типорозміру механізму, що досліджувався  $q=1,16$ ;

Підставимо у вирази (2.60) та (2.61) значення рівнянь (2.58) та (2.59):

$$q_1 = \frac{180 + 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}}{180 - 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}}. \quad (2.62)$$

$$q_2 = \frac{180 - 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}}{180 + 2 \frac{DC \sin \gamma}{BC}}. \quad (2.63)$$

Привод маятникового типу не здатен повноцінно відтворити необхідний закон зміни кутової швидкості, крім того він має досить складну конструкцію, тому було розроблено та запатентовано нову більш просту конструкцію приводу [113] із застосуванням в ньому двохкривошипного механізму. Кінематична схема приводу представлена на рис. 2.32.

Детальний опис конструкції та принцип роботи двохкривошипного приводу наведені в 6-му розділі.





її обертальному русі навколо точки  $O_1$  та навколо точки  $O_2$  співпадатимуть між собою. Оскільки відстань  $O_1A_6$  є найбільшою, то й кутова швидкість  $\omega_2$  в цьому положенні буде максимальною та навпаки. На амплітудні значення кутових швидкостей впливатиме відстань між центрами обертання кривошипів  $O_1O_2$ .

Відомо [119 – 121], що миттєве значення кутової швидкості веденого кривошипу визначатиметься як:

$$\omega_2 = \frac{\bar{V}_{AO_2}}{l_{O_2A}}, \quad (2.64)$$

де  $\bar{V}_{AO_2}$  – лінійна швидкість точки  $A$  навколо точки  $O_2$ , [м/с];  $l_{O_2A}$  – довжина кривошипу  $O_2A$ , [м].

Крім того, значення лінійної швидкості  $\bar{V}_{AO_2}$  буде рівною значенню лінійної швидкості  $\bar{V}_{AO_1}$  в кожному положенні механізму:

$$\bar{V}_{AO_2} = \bar{V}_{AO_1}. \quad (2.65)$$

Визначимо лінійну швидкість  $\bar{V}_{AO_1}$ :

$$\bar{V}_{AO_1} = \omega_1 l_{O_1A}, \quad (2.66)$$

де  $\omega_1$  – значення рівномірної кутової швидкості обертання кривошип-куліси, [рад/с];  $l_{O_1A}$  – відстань від центру обертання кривошип-куліси до місця знаходження кінематичної пари кулісного каменя, для будь-якого положення механізму.  $l_{O_1A}$  можливо визначити на основі теореми косинусів, розглядаючи умовний трикутник  $O_1O_2A$ , утворений ланками кривошипно-кулісного механізму у кожному його положенні:

$$l_{O_1A} = \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}. \quad (2.67)$$

Підставимо значення виразу (2.67) у рівняння (2.66):

$$\bar{V}_{AO_1} = \omega_1 \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}. \quad (2.68)$$

Підставимо значення виразу (2.68) у формулу (2.64) та отримаємо загальне рівняння для визначення миттєвого значення кутової швидкості веденого кривошипу  $\omega_2$ :

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \sqrt{l_{O_1O_2}^2 + l_{O_2A}^2 - 2l_{O_1O_2}l_{O_2A} \cos(\angle O_1O_2A)}}{l_{O_2A}}. \quad (2.69)$$

Для визначення відстані  $l_{O_1A}$  у 6-му положенні можна записати вираз:

$$l_{O_1A} = l_{O_1O_2} + l_{O_2A}. \quad (2.70)$$

Підставимо значення формули (2.70) у вираз (2.66):

$$\bar{V}_{AO_1} = \omega_1 (l_{O_1O_2} + l_{O_2A}). \quad (2.71)$$

Приймаючи до уваги рівність лінійних швидкостей (2.65), рівняння для визначення максимального значення кутової швидкості веденого кривошипу  $\omega_2^{MAX}$  за рахунок підстановки формули (2.71) у вираз (2.64) матиме вигляд:

$$\omega_2^{MAX} = \frac{\omega_1 (l_{O_1O_2} + l_{O_2A})}{l_{O_2A}}. \quad (2.72)$$



Ми можемо задати такі вихідні дані: середнє арифметичне значення закону зміни кутової швидкості  $\omega_1$ , необхідне максимальне значення кутової швидкості веденого кривошипу  $\omega_2^{MAX}$ , а також довільно прийняти довжину веденого кривошипу  $l_{O_2A}$ . Далі, маємо змогу виразити із рівняння (2.72) значення  $l_{O_1O_2}$  та, підставивши усі вихідні дані у вираз (2.73), отримаємо міжосьову довжину механізму для забезпечення максимального значення кутової швидкості у 6-му положенні механізму на веденому кривошипі.

$$l_{O_1O_2} = \frac{\omega_2^{MAX} l_{O_2A}}{\omega_1} - l_{O_2A}. \quad (2.73)$$

Переконаймося в тому, що при такій встановленій міжосьовій відстані  $l_{O_1O_2}$  буде забезпечуватися досягнення мінімального значення кутової швидкості веденого кривошипу в 12-му положенні механізму. Таким чином, виведемо вираз (2.74) для визначення мінімальної миттєвої кутової швидкості веденого кривошипу в 12-му положенні механізму за вже аналогічним принципом.

$$\omega_2^{MIN} = \frac{\bar{V}_{AO_2}}{l_{O_2A}}. \quad (2.74)$$

Визначимо лінійну швидкість:

$$\bar{V}_{AO_2} = \bar{V}_{AO_1} = \omega_1 l_{O_1A}. \quad (2.75)$$

Визначаємо відстань  $l_{O_1A}$  для 12-го (0-го) положення механізму:

$$l_{O_1A} = l_{O_2A} - l_{O_1O_2}. \quad (2.76)$$

Підставимо значення виразу (2.76) у вираз (2.75), отримаємо:

$$\bar{V}_{AO_1} = \omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2}). \quad (2.77)$$

Запишемо вираз (2.74) з урахуванням виразу (2.76):

$$\omega_2^{MIN} = \frac{\omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2})}{l_{O_2A}}. \quad (2.78)$$

Встановимо в яких положеннях механізму кутова швидкість веденого кривошипу збігається зі значенням постійної кутової швидкості ведучого кривошипу-куліси. На основі виразу (2.65), а також того факту, що в таких положеннях механізму кутова швидкість веденого кривошипу повинна бути рівною постійній кутовій швидкості ведучого кривошипу-куліси, можна зробити висновок, що в цих двох положеннях механізму відстань від центру обертання кривошипу-куліси до кулісного каменя буде рівною довжині веденого кривошипу,  $l_{O_2A} = l_{O_1A}$ .

Відповідно, скориставшись виразом (2.67), встановлено, що таким буде третє та дев'яте положення механізму, коли кривошип-куліса займає своє горизонтальне положення. А отже, кутова швидкість веденого кривошипу при його обертанні за годинниковою стрілкою, починаючи з нульового положення механізму, буде збільшуватися та досягне свого максимального значення в положенні 6, а також при обертанні з положення 6 кутова швидкість зменшуватиметься та досягне свого мінімуму в положенні 12. Така

закономірність буде справедливою й під час обертання проти годинникової стрілки. Відповідно фазний кут прискорення веденого кривошипу буде рівний фазному куту сповільнення:

$$\alpha_{\text{ПРИСКОРЕННЯ}} = \alpha_{\text{СПОВІЛЬНЕННЯ}} = \frac{360^\circ}{2} = 180^\circ. \quad (2.79)$$

Для перевірки правильності виконання усіх попередньо виведених виразів розглянемо конкретний випадок, прийнявши амплітудні значення закону зміни кутової швидкості (2.32) ведучого валу машини  $\omega_2 = [4,2 - 8,4] \text{ рад/с}$ , їх середньо арифметичному значенню повинна відповідати рівномірна кутова швидкість з якою буде обертатися ведений шків пасової передачі:  $\omega_1 = 6,3 \text{ рад/с}$ . Однак, враховуючи наявність у приводі передачі зачеплення з передаточним відношенням  $i=2:1$ , кутова швидкість веденого кривошипу повинна змінюватися в межах  $\omega_2 = [\omega_2^{\text{MIN}} - \omega_2^{\text{MAX}}] = [8,4 - 16,8] \text{ рад/с}$ , при цьому, задавши рівномірного обертання веденому шківу з кутовою швидкістю  $\omega_1 = 12,6 \text{ рад/с}$ , який жорстко з'єднаний з ведучим кривошипом-кулісою, приймемо відстань  $l_{O_2A} = 0,02 \text{ м}$ . Підставимо усі необхідні дані у вирази (2.73) та (2.78):

$$l_{O_1O_2} = \frac{\omega_2^{\text{MAX}} l_{O_2A}}{\omega_1} - l_{O_2A} = \frac{16,8 \cdot 0,02}{12,6} - 0,02 = 0,00667 \text{ м};$$

$$\omega_2^{\text{MIN}} = \frac{\omega_1 (l_{O_2A} - l_{O_1O_2})}{l_{O_2A}} = \frac{12,6(0,02 - 0,00667)}{0,02} = 8,4 \text{ рад/с}.$$

Таким чином, було визначено міжосьову відстань  $l_{O_1O_2} = 0,00667 \text{ м}$  (6,67 мм), яка забезпечує досягнення необхідних екстремальних значень  $\omega_2^{\text{MIN}}$  та  $\omega_2^{\text{MAX}}$  закону зміни кутової швидкості на ведучому валу машини.

Оскільки нами довільно, заради початкового параметру відліку довжин усіх ланок кривошипно-кулісного механізму, було прийнято довжину ланки  $l_{O_2A} = 0,02 \text{ м}$  виникає необхідність перевірки механізму на максимально допустиме значення кута тиску  $\theta$  в кінематичній парі А. Щоб уникнути заклинювання плоского шарнірного механізму граничне значення кута тиску [117] в будь-якій його кінематичній парі не повинно перевищувати  $60^\circ$ , а для довговічної роботи механізму [118] кут тиску не повинен перевищувати  $40^\circ$ .

Виходячи з цих міркувань, виведемо вирази для визначення кута тиску в кінематичній парі А. Відомо, що кут тиску в кінематичній парі – це кут між вектором сили та вектором швидкості ланок механізму, які з'єднані між собою відповідною кінематичною парою. В нашому випадку вектор сили направлений перпендикулярно до ланки  $O_1A$ , а вектор швидкості – перпендикулярний до ланки  $O_2A$ . Таким чином, кут тиску в кожному положенні механізму відповідає куту  $O_2AO_1$  утвореному ланками механізму. Згідно теореми синусів:

$$\frac{O_1O_2}{\sin(l_{O_2A} \wedge l_{O_1A})} = \frac{O_2A}{\sin(l_{O_2O_1} \wedge l_{O_1A})}. \quad (2.80)$$

З теореми синусів (2.81) виразимо значення кута тиску  $\theta$ :

$$\Theta = \arcsin(l_{O_2A} \wedge l_{O_1A}) = \frac{O_1O_2 \sin(l_{O_2O_1} \wedge l_{O_1A})}{O_2A}. \quad (2.81)$$

Перевірка за формулою (2.81) показала, що максимальні значення кутів тиску виникатимуть в 3-му, 9-му положеннях та будуть рівними  $\Theta \approx 19,5^\circ$ . Отже, довільно обраний параметр довжини ланки  $O_2A$  не впливатиме на погіршення працездатності механізму. Крім цього, перевіримо наші теоретичні гіпотези, провівши кінематичний аналіз кривошипно-кулісного механізму з усіма попередньо визначеними співвідношеннями довжин ланок у САПР SolidWorks. На рис. 2.35 представлено графік залежності кутової швидкості веденого кривошипу від кута повороту ведучого кривошипу-куліси.

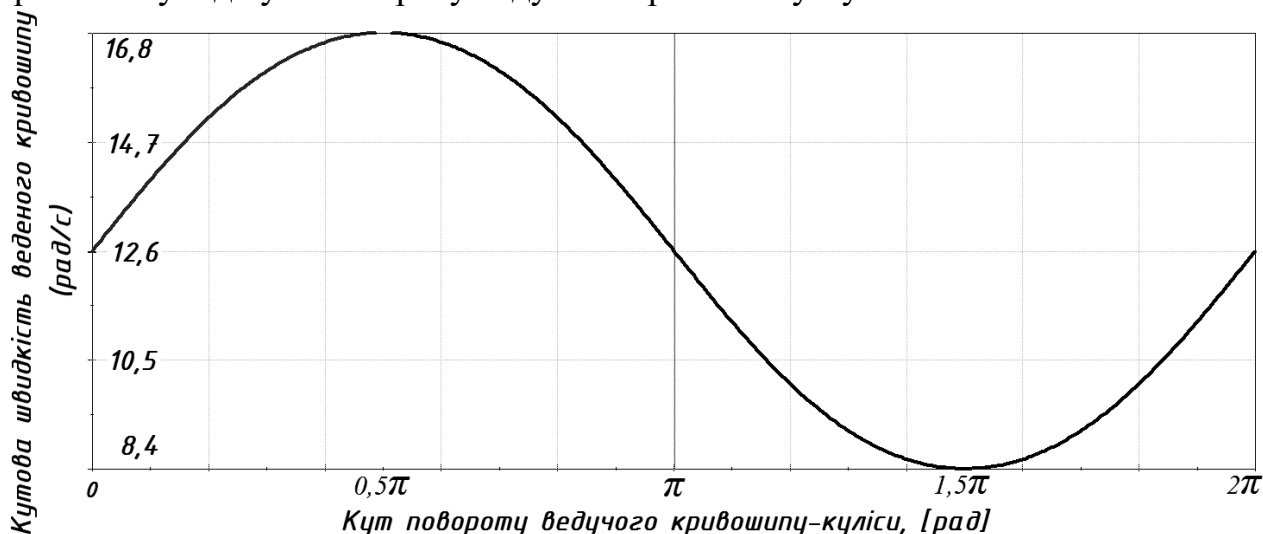


Рис. 2.35. Графік залежності кутової швидкості веденого кривошипу від кута повороту ведучого кривошипу-куліси

Після підстановки усіх даних у вирази (2.72), (2.78) та аналізу графіку, який представлений на рис. 2.35, можна зробити висновок, що кривошипно-кулісний механізм ( $1кл \rightarrow 2кл 2пор 2вид$ ) забезпечує досягнення необхідного миттєвого максимального та мінімального значень закону зміни кутової швидкості ведучого кривошипу чотирьохланкового кривошипно-кулісного механізму, який входить у склад приводу машини. Крім того, фазний кут сповільнення веденого кривошипу дорівнює фазному куту прискорення. А при додатковому застосуванні ланцюгової передача з  $i=2:1$  на ведучому валу машини реалізовуватиметься необхідний синусоїдальний закон зміни кутової швидкості.

Таким чином, привод є універсальною конструкцією та може забезпечити заданий режим роботи машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості при будь-якій вхідній кутовій швидкості та для різних геометричних параметрів машини.

## 2.5. Дослідження конструкції машини з видовженою робочою ємкістю

Реалізувати "делікатний" характер руху сипкого середовища, створити умови для однакової інтенсивності переміщення сипкого середовища між торцями робочої ємкості в протилежних напрямках можна також за рахунок

забезпечення обертання ведучого валу машини з постійною кутовою швидкістю. Відомо [52], що коефіцієнт нерівномірності обертання веденого валу буде практично рівний нулю, ( $\delta=0,034\approx 0$ ) при виконанні співвідношення:

$$y = \frac{l_{PC}}{l_B} = 1,41, \quad (2.82)$$

де  $l_{PC}$  – міжосьова довжина робочої ємкості,  $l_B$  – міжосьова довжина вилок. Таким чином, для "базового типорозміру" машини:  $l_B = 0,1\text{м}$ ,  $l_{PC} = 0,141\text{м}$ .

Встановимо залежність значень максимальних повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  від пропорційної зміни геометричних параметрів 5-ти типорозмірів машини, провівши кінематичне дослідження в САПР SolidWorks. Усі геометричні параметри моделей машини, окрім міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$ , яка для кожного типорозміру буде збільшена в 1,4 рази, аналогічні до тих, що наведені у частині 2.3.2. В таблиці 2.6 представлено максимальні значення повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  для відповідного типорозміру машини з видовженою робочою ємкістю в 1,4 рази.

Таблиця 2.6

$\omega_{\text{ведуч}}$ , [рад/с]	"Базовий" типорозмір, $n=1$		Типорозмір при $n=1,5$		Типорозмір при $n=2$		Типорозмір при $n=3$		Типорозмір при $n=4$	
	$a_1^{\max A}$	$a_1^{\max B}$	$a_{1,5}^{\max A}$	$a_{1,5}^{\max B}$	$a_2^{\max A}$	$a_2^{\max B}$	$a_3^{\max A}$	$a_3^{\max B}$	$a_4^{\max A}$	$a_4^{\max B}$
	[м/с <sup>2</sup> ]									
1,1	0,37	0,5	0,56	0,8	0,75	0,9	1,2	1,5	1,5	2,1
2,1	1,5	1,9	2,3	2,9	3	3,8	4,5	5,7	6,1	7,6
3,2	3,3	4,4	5	6,5	6,9	8,7	9,9	13,2	13,2	17,6
4,2	6	8	9,1	12	12,1	16	18,1	23,9	24,1	31,9
5,3	8,9	11,9	13,4	17,9	17,8	23,9	26,8	35,8	35,9	47,5
6,3	12,9	17,9	19,5	26,8	25,8	35,9	40	52,8	52,5	71,7
7,4	18,1	24,1	27,2	36,2	36,2	48,1	54,3	72,2	72,4	96,4

Представлені в таблиці 2.6 значення зобразимо у вигляді графічної залежності, яка представлена на рис. 2.36.

Кутова швидкість веденого валу такої конструкції машини наближена до рівномірної, однак, все ж таки здатна викликати більш інтенсивне переміщення частини ємкості, що розташована ближче до веденого валу. Виникатиме різниця між значеннями повних максимальних прискорень точок А та В робочої ємкості, яка прогресуватиме зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу машини.

Встановлення закономірностей між кутовою швидкістю та зміною режимів руху сипкого середовища в середині робочої ємкості машини є аналогічною до послідовності, яка представлена в частині 2.3.2.

Приріст максимальних прискорень в залежності від кутової швидкості ведучого валу відбуватиметься за квадратичною функцією. Рівняння для визначення повних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  "базового" типорозміру машини, з урахуванням значення коефіцієнтів  $k^A$  та  $k^B$ , матимуть вигляд:

$$a_1^{\max A} = nk^A (\omega^{\text{ведуч}A} \cdot u)^2 = 1 \cdot 0,0037 \cdot (\omega^{\text{ведуч}A} \cdot 9,52)^2. \quad (2.83)$$

$$a_1^{\max B} = mk^B (\omega^{\text{ведуч}B} u)^2 = 1 \cdot 0,0049 \cdot (\omega^{\text{ведуч}B} 9,52)^2. \quad (2.84)$$

За аналогічним принципом, можливо записати рівняння для визначення повних максимальних прискорень  $a^{\max A}$  та  $a^{\max B}$  інших типорозмірів машини.

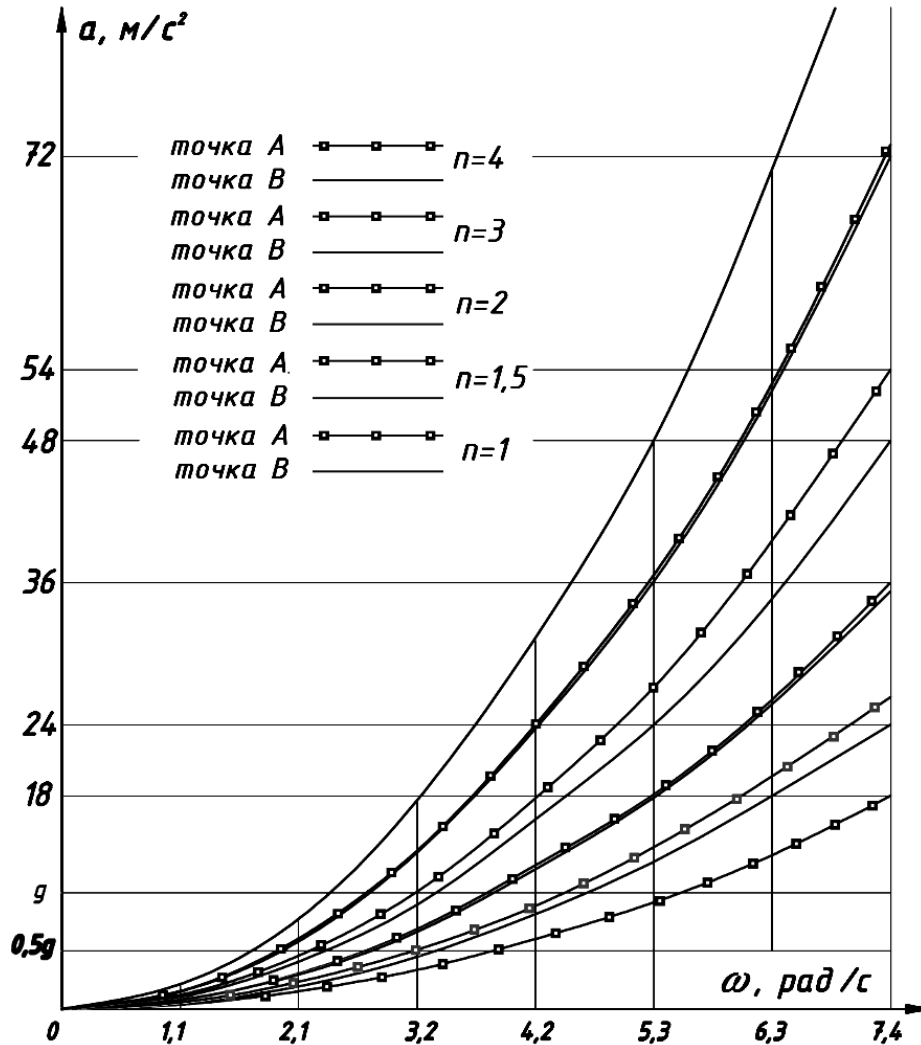


Рис. 2.36. Графік залежності прискорень  $a^{\max A}$ ,  $a^{\max B}$  від кутової швидкості  $\omega^{\text{ведуч}}$  ведучого валу для 5-ти типорозмірів машини

Виразимо з формул (2.83) та (2.84) значення кутової швидкості ведучого валу та, приймаючи до уваги характеристики нерівностей (2.23) та (2.24), надамо виразам загального вигляду, за яким стане можливо встановити граничні значення кутової швидкості ведучого валу, що відповідатимуть зміні режимів руху сипкого середовища у відповідній частині робочої ємкості:

$$\omega_{\text{ГРАН}}^{\text{ведуч}B} = \sqrt{\xi \frac{g}{1,32nk^A u^2}}. \quad (2.85)$$

$$\omega_{\text{ГРАН}}^{\text{ведуч}A} = \sqrt{\xi \frac{1,32g}{nk^B u^2}}. \quad (2.86)$$

Оскільки при однаковій кутовій швидкості ведучого валу машини між значеннями повних максимальних прискорень виникає відносно незначна

розбіжність, то граничну кутову швидкість ведучого валу слід визначати як середньоарифметичне значення кутових швидкостей з виразів (2.85) та (2.86):

$$\omega_{ГРАН}^{AB} = \frac{\omega_{ГРАН}^{ведучB} + \omega_{ГРАН}^{ведучA}}{2}. \quad (2.87)$$

За виразом (2.87) встановлено граничні значення кутової швидкості ведучого валу, які відповідають зміні режимів руху сипкого середовища відповідних типорозмірів конструкції машини та представлено в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7

$\omega^{ведуч}$ [рад/с] $n=1$	$\omega^{ведуч}$ [рад/с] $n=1,5$	$\omega^{ведуч}$ [рад/с] $n=2$	$\omega^{ведуч}$ [рад/с] $n=3$	$\omega^{ведуч}$ [рад/с] $n=4$	Режим руху сипкого середовища
0–3,6	0–2,9	0–2,5	0–2,1	0–1,8	Каскадний
3,6–4,4	2,9–3,5	2,5–3,1	2,1–2,5	1,8–2,2	Змішаний (каскадно - водоспадний)
4,4–5,1	3,5–4,1	3,1–3,6	2,5–2,9	2,2–2,5	Змішаний (водоспадно-каскадний)
5,1<	4,1<	3,6<	2,9<	2,5<	Водоспадний

Таким чином, зміна режимів руху сипкого середовища у видовженій робочій ємкості буде залежати від габаритних параметрів машини та кутової швидкості ведучого валу. Конструкцію машини з видовженою ємкістю слід використовувати переважно для процесів покращення якості поверхні виробів: шліфування, очищення поверхонь деталей від заусенцій, задирок, продуктів корозії, заокруглення гострих країв.

## 2.6. Визначення часу, що витрачається на полірування деталей абразивом у вигляді вільних гранул в середині ємкості, що виконує складний просторовий рух

З розділу 1 відомо, що час, який витрачається на виконання технологічних операцій галтування, а саме, шліфування та полірування поверхні деталей абразивом у вигляді вільних гранул залежить від великої кількості факторів, основними з яких є: режим руху сипкого середовища, рівень заповнення робочої ємкості, об'ємне співвідношення абразивних компонентів та оброблюваних деталей, рівень заповнення водою сипкого масиву, геометричні параметри ємкості, силовий вплив абразивних компонентів на оброблювані деталі, гранулометричні властивості та матеріал, як оброблюваних виробів, так і абразивних компонентів, тощо.

Одночасно врахувати усі фактори при аналітичному встановленні залежностей щодо часу обробки практично неможливо, тому частину факторів впливу прийматимемо сталими згідно попередніх досліджень вітчизняних та іноземних науковців, а також згідно Технологічного регламенту "Виробництва поліефірних листів, заготовок та гудзиків", що затверджене на львівському підприємстві по виготовленню гудзиків ТОВ "Поліпласт".

Визначимо вплив деяких основних факторів на час обробки виробів:

1. Режим руху сипкого середовища. Для забезпечення високої інтенсивності процесів шліфування та полірування найбільш сприятливим вважається змішаний каскадно-водоспадний режим руху. Адже при водоспадному режимові руху, за рахунок того, що відбувається вільний політ частинок, зменшується час контакту між оброблюваними деталями та абразивним матеріалом, як наслідок, збільшується час та зменшується інтенсивність обробки. Аналогічна ситуація може виникнути під час реалізації каскадного режиму руху, особливо при дуже низьких кутових швидкостях ведучого валу. В такому випадку, хоч і забезпечується постійний контакт між оброблюваними деталями та абразивним матеріалом, однак, значно зменшується шлях тертя пройдений однією деталлю за відповідний проміжок часу.

2. Геометричні параметри робочої ємкості. Збільшення шляху тертя, який проходить оброблювана деталь в середині ємкості за повний цикл обробки можливе за рахунок збільшення габаритних параметрів робочої ємкості. З частини 2.3.4 відомо, що основним переміщенням, яке виконує частинка в середині робочої ємкості, є її переміщення вздовж осі ємкості. За один повний оберт ємкості відбувається два таких переміщення (вліво-вправо) вздовж її осі  $x$ , при цьому, при кожній зміні напрямку переміщення частинка зупиняється поблизу одного з торців ємкості. Інші два переміщення вздовж перпендикулярних осей  $y$  та  $z$  значно менші за переміщення вздовж осі робочої ємкості та фактично відбуваються за рахунок того, що ємкість обертається навколо власної осі. Фактичне сумарне переміщення частинки вздовж осі ємкості буде дещо зменшене за рахунок того, що частину вільного об'єму ємкості буде заповнювати сипкий масив. Згідно з проведеним в САПР AutoCAD аналізом траєкторій переміщення частинки в робочій ємкості, які представлені на рис. 2.25 встановлено, що фактичний шлях тертя, пройдений частинкою (деталлю) за один повний оберт ведучого валу машини приблизно рівний трьом відстаням  $l_{Ц}$  між протилежними торцями ємкості:

$$S = 3l_{Ц}. \quad (2.88)$$

Шлях тертя, що проходить виріб за весь процес обробки визначатиметься як:

$$S = 3l_{Ц}q, \quad (2.89)$$

де  $q$  – кількість обертів, що виконав ведучий вал за весь період обробки.

В свою чергу, кількість обертів, що виконав ведучий вал за весь період обробки можна визначити наступним чином:

$$q = nt60, \quad (2.90)$$

де  $n$  – частота обертання ведучого валу, [об/хв];  $t$  – час періоду обробки, [год].

Перейти від кутової швидкості  $\omega$  [рад/с] до частоти обертання  $n$  [об/хв] можна за відомою формулою [122]:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}. \quad (2.91)$$

Підставимо вираз (2.90) у формулу (2.89) та отримаємо:

$$S = 180 \cdot l_{\text{ц}} n t. \quad (2.92)$$

Також слід враховувати той факт, що зі збільшенням розмірів ємкості, зменшується граничне значення кутової швидкості ведучого валу, яке впливає на зміну режимів руху сипкого середовища, а отже збільшення шляху тертя  $S$  не буде прямопропорційно залежати від збільшення геометричних параметрів ємкості.

3. Силовий вплив абразивних компонентів на оброблювані деталі. Якщо дотримуватися однакового об'ємного співвідношення абразивних компонентів та оброблюваних деталей при сталому заповненні робочої ємкості, то, відповідно, зі збільшенням об'єму робочої ємкості буде збільшуватися силовий вплив абразивних компонентів на одну оброблювану деталь, який буде проявлятися у силі тертя-ковзання між поверхнею оброблюваної деталі та абразивним матеріалом з об'ємом, що обмежений площею поверхні деталі, яка безпосередньо контактує з абразивом та його висотою насипного масиву на цю площу.

В процесі роботи машини положення деталей постійно змінюється, відповідно змінюватиметься й модуль та вектор сили тертя-ковзання між деталлю та абразивом. Однак, сила тертя-ковзання виникатиме лише в тому випадку, коли відбуватиметься відносне переміщення абразивного матеріалу поверхнею оброблюваної деталі. Для спрощення теоретичних гіпотез умовно вважатимемо, що знерухомлена оброблювана деталь знаходиться під рухомим шаром абразиву, що проковзує по її поверхні, яка, в свою чергу, знаходиться під певним кутом до горизонтальної площини. Важливо зрозуміти, при якій максимальній висоті цього рухомого шару ще відбуватиметься його відносне переміщення відносно поверхні оброблюваної деталі.

Якщо спостерігати за переміщенням сипкого масиву відносно поверхні деталі крізь прозорі стінки ємкості експериментального стенду з об'ємом робочої ємкості в  $0,0018 \text{ м}^3$  (1,8 л), який вже використовувався у частинах 2.3.3 та 2.3.4, то стає зрозумілим, що найбільше відносне переміщення абразиву по поверхні оброблюваної деталі може відбуватися в той момент, коли деталь, рухаючись від одного торця ємкості до протилежного, зупиняється, після чого, на її поверхню зсипається масив абразиву, який проковзує по ній. Для робочої ємкості експериментального стенду з відповідними геометричними параметрами, які вказані в частинах 2.3.3 та 2.3.4, насипна висота абразивного покриття приблизно рівна радіусу торця ємкості. Розрахункова схема для визначення силового впливу абразивного масиву на оброблювану поверхню деталі в середині робочої ємкості експериментального стенду представлена на рис. 2.37.



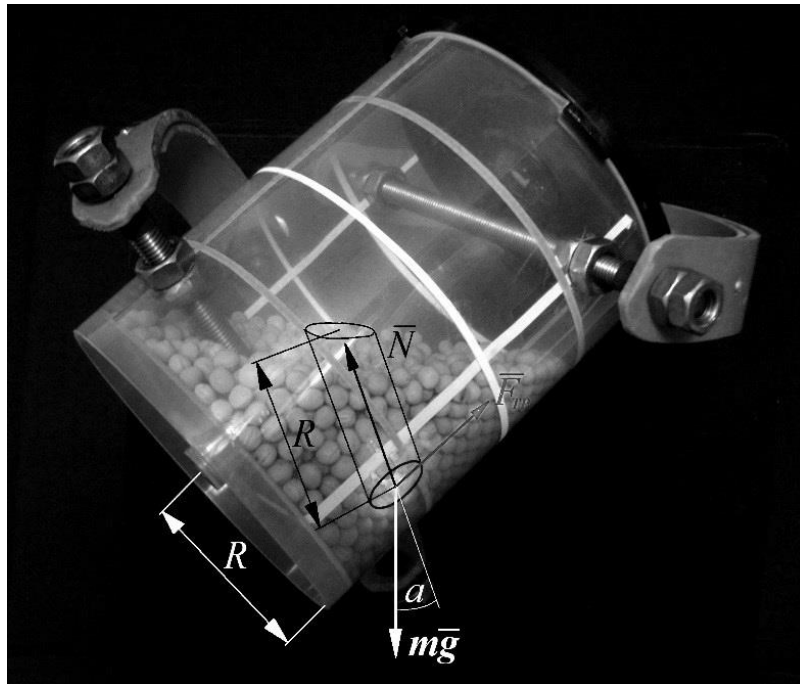


Рис. 2.37. Розрахункова схема для визначення силового впливу абразивного масиву на оброблювану поверхню деталі в середині ємкості експериментального стенду

Відомо [89], що відносно невелика частина сипкого середовища зі значною швидкістю переміщається відносно загального майже статичного сипкого масиву. Приблизна висота рухомого шару сипкого масиву, що переміщається по поверхні знерухомленої частини сипкого середовища не перевищує 0,1 м.

Таким чином, при визначенні сили тертя-ковзання будемо вважати, що при переміщенні абразивного матеріалу по поверхні оброблюваної деталі насипна висота такого абразивного покриття приблизно дорівнює радіусу торця ємкості, але не більша за 0,1 м, адже, при перевищенні цієї висоти переміщення абразиву по оброблюваній поверхні буде або практично відсутнє, або зведене до мінімуму.

Далі запишемо закон Амонтона-Кулона для визначення динамічної сили тертя-ковзання, що виникатиме між оброблюваною поверхнею деталі та абразивним масивом:

$$F_{TP} = fN, \quad (2.93)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання, який слід приймати для взаємодії матеріалів оброблюваних деталей та абразиву між собою;  $N$  – сила нормальної реакції опори.

Сила нормальної реакції опори  $N$  визначається як:

$$N = mg \cos \alpha, \quad (2.94)$$

де  $m$  – маса абразивного матеріалу відповідного об'єму, що створює тиск на оброблювану поверхню деталі, [кг];  $g$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $\alpha$  – кут нахилу до горизонтальної площини оброблюваної поверхні.

В процесі галтування деталі займають найрізноманітніші положення відносно стінок робочої ємкості та горизонтальної площини, тому кут нахилу  $\alpha$  постійно змінюється та, зазвичай, відмінний від нуля градусів. Однак, приймаючи до уваги те, що максимальний кут нахилу осі робочої ємкості базової конструкції машини до горизонтальної площини становить  $54^\circ$ , а також, що саме в такому положенні ємкості реалізується найбільше відносне переміщення абразиву по поверхні оброблюваної деталі, прийматимемо значення кута  $\alpha$  рівним  $54^\circ$ .

Підставимо вираз (2.94) у рівняння (2.93):

$$F_{TP} = fmg \cos 54^\circ. \quad (2.95)$$

Таким чином, можна зробити висновок, що з пропорційною зміною геометричних параметрів робочої ємкості одночасно будуть змінюватися такі параметри, як відстань пройдена частинкою в середині робочої ємкості (шлях тертя)  $S$  та сила тертя  $F_{TP}$ . Тому розглядатимемо ці параметри в комплексі, як роботу сили тертя  $A_{F_{TP}}$ , що виконана на відстані, яку подолає одна деталь за повний цикл обробки:

$$A_{F_{TP}} = F_{TP} S. \quad (2.96)$$

Підставимо у рівняння (2.96) значення виразів (2.92) та (2.95):

$$A_{F_{TP}} = 180 fmg \cos 54^\circ l_{\text{ц}} n t. \quad (2.97)$$

За виразом (2.97) можна визначити роботу сили тертя  $A_{F_{TP}}$  між деталлю та абразивним матеріалом в середині робочої ємкості відповідного типорозміру для необхідного ступеня обробки деталей. Для того, щоб визначити час, який потрібний для обробки деталей в ємкості іншого типорозміру зі встановленою кутовою швидкістю ведучого валу, виразимо з формули (2.97) значення  $t$ :

$$t = \frac{A_{F_{TP}}}{180 fmg \cos 54^\circ l_{\text{ц}} n}, [\text{год}]. \quad (2.98)$$

Для того, щоб визначити роботу сили тертя  $A_{F_{TP}}$  між оброблюваною поверхнею деталі та абразивним матеріалом, яку необхідно виконати для того, щоб поверхня деталі стала обробленою, необхідно провести додаткове експериментальне дослідження шліфування (полірування) поверхні деталей в середині робочої ємкості експериментальної установки, суть якого полягає у досягненні необхідного значення параметру шорсткості поверхні деталі, що відповідає обробленому зразку.

Таким чином, з урахуванням найголовніших параметрів, згідно виразу (2.98), можна визначити час, що витрачається на виконання технологічних операцій покращення якості поверхні деталей: полірування, шліфування.

## Висновки до 2-го розділу

1. На основі кінематичного аналізу визначено закон зміни кутової швидкості веденого валу базової конструкції машини, описаний складний просторовий рух робочої ємкості, встановлено, що частина робочої ємкості, яка

кінематично з'єднана з веденою вилкою рухається значно інтенсивніше, ніж та, що з'єднана з ведучою вилкою.

2. Встановлено, що на реалізацію та зміну відповідних режимів руху сипкого робочого середовища в середині робочої ємкості впливають: кутлова швидкість ведучого валу, а також габаритні параметри ємкості; виведено вирази, які описують таку залежність для базової конструкції машини.

3. Експериментально встановлено траєкторії переміщення частинки при русі робочого середовища в ємкості. Підтверджено, що сипке робоче середовище в середині РЄ базової конструкції машини буде рухатися з різною інтенсивністю, переміщуючись між протилежними торцями ємкості у зустрічних напрямках, а оброблювані деталі можуть піддаватися "удару" між собою та стінкою РЄ за рахунок значних сил інерції, створених прискореним рухом однієї з частин РЄ.

4. Визначено закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини, реалізація закону дозволяє знівелювати різницею між максимальними значеннями повних прискорень точок А та В, що розташовані в центрі торців робочих ємкостей.

5. Виведено вирази, які описують залежність між відповідним режимом руху сипкого середовища та середньою кутовою швидкістю ведучого валу, габаритними параметрами машини, в якій ведучий вал обертається згідно встановленого закону зміни кутової швидкості. Досліджено конструкції приводів, які здатні реалізувати необхідний закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини.

6. Отримано математичні залежності, які визначають взаємозв'язок між зміною режимів руху сипкого робочого середовища, габаритними параметрами ємкості та кутовою швидкістю ведучого валу конструкції машини з видовженою робочою ємкістю.

7. Аналітично встановлено взаємозв'язок між кутовою швидкістю ведучого валу машини, габаритними параметрами робочої ємкості та часом, що витрачається на виконання обробки деталей.

8. Розроблено конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості в ланцюгах механізмів яких відсутня наявність надлишкового зв'язку.

### РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ТА АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СТАТИЧНО ВИЗНАЧЕНИХ ПРОСТОРОВИХ ШАРНІРНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

У першому та другому розділах вичерпно наведені недоліки застосування обладнання, в основі якого використовуються статично невизначені просторові механізми. Показано, що просторовий шестиланковий механізм «базової» конструкції машини для обробки деталей має рівний нулю ступінь рухомості, у механізмі наявний один пасивний зв'язок. Таким чином, даний розділ присвячений синтезу раціональних статично визначених просторових механізмів машин для обробки деталей з подальшим комплексним аналітичним дослідженням синтезованих просторових механізмів з точки зору розрахунку їх геометричних параметрів. Звільнення шестиланкового просторового механізму від надлишкового зв'язку може реалізуватися двома шляхами: введенням додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг механізму або заміною однієї з кінематичних пар п'ятого класу на кінематичну пару четвертого класу. У даному розділі представлені обидва методи.

#### 3.1. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари

У даному випадку, звільнення від надлишкового зв'язку буде відбуватися за рахунок введення в кінематичний ланцюг механізму додаткової рухомої ланки шатуна [123]. Таким чином, було додано в кінематичний ланцюг механізму шатун з двома обертальними кінематичними парами: однією кінематичною парою шатун з'єднаний з веденою вилкою, а іншою – з робочою ємністю [124], при чому, вісь обертання шатуна має проходити крізь саму робочу ємність. На основі даних конструктивних змін було отримано семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними кінематичними парами. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлені на рис. 3.1.

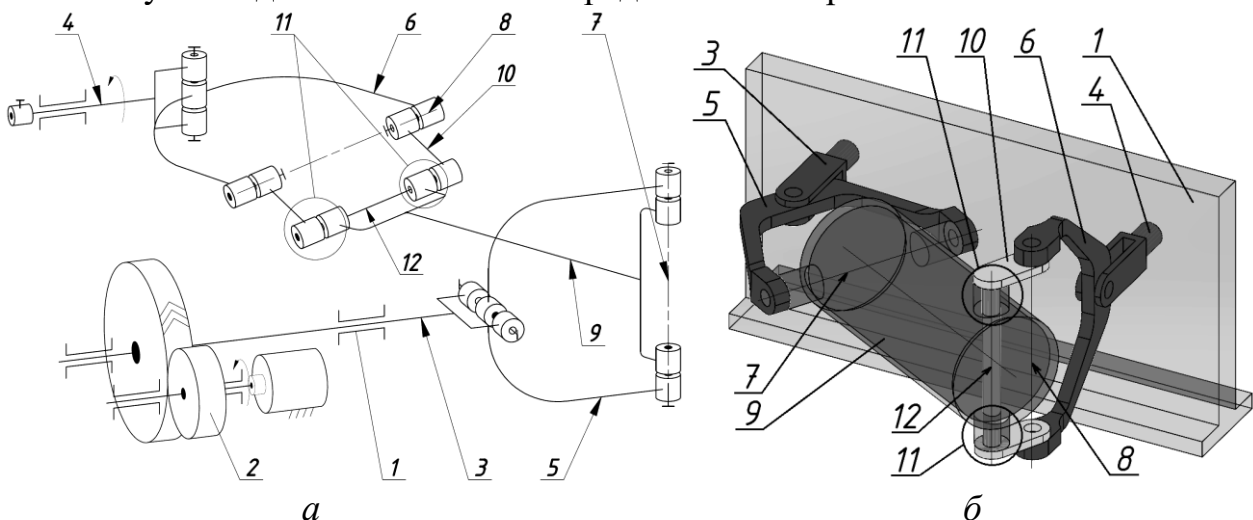


Рис. 3.1. Семиланковий просторовий механізм, у якому використовується додаткова рухома ланка шатун: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машина містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Вали 3 та 4 шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 5 та веденою 6 вилками відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні осі яких 7 і 8 є осями кріплення ємності 9 та шатуна 10, вісь 12 якої проходить в середині ємності, відповідно. Ємність 9 та шатун 10 рухомо з'єднані між собою за допомогою обертальної кінематичної пари 11. Вісь обертання 12 кінематичної пари 11 паралельна до вісі кріплення 8. Ступінь рухомості, згідно формули Сомова-Малишева, дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

На міжосьову відстань шатуна покладені обмеження, що накладаються самою конструкцією просторового механізму. Необхідно виконати аналітичні дослідження, на основі яких отримати вирази для визначення раціональних співвідношень довжин ланок механізму, діапазону варіювання міжосьовою довжиною цієї ланки, яка, у свою чергу, залежить від міжосьової довжини робочої ємності.

Аналітичні дослідження слід починати задаючись вихідними даними, а саме наступними геометричними параметрами: міжосьова відстань ємності –  $l_{PE}$ , зовнішній діаметр ємності –  $D_{PE}$ , міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , «діаметр вилок» (довжина геометричної осі кріплення ведучої вилки з робочою ємністю чи веденої вилки з шатуном) –  $D_B$ , міжосьова відстань додаткової рухомої ланки (шатуна) –  $l_{DL}$ , обов'язковим є виконання умови:  $l_{PE} > l_B$ .

Розглянемо положення машини (рис. 3.2), при якому вісь 7 ведучої вилки 5 займає горизонтальне положення, а вісь 8 веденої вилки 6 – вертикальне. Позначення ланок на рис. 3.2 співпадають з позначеннями на рис. 3.1.

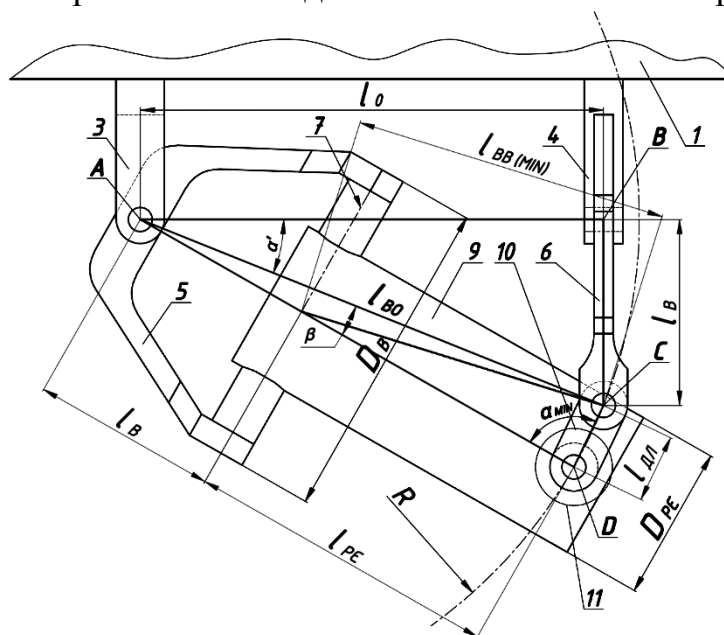


Рис. 3.2. Положення машини, при якому вісь 7 ведучої вилки 5 займає горизонтальне положення, а вісь 8 веденої вилки 6 – вертикальне

Точки  $C$  та  $D$ , що співпадають з центрами обертальних кінематичних пар шатуна знаходяться на колі, центр якого співпадає з точкою  $A$ . Радіус кола можна визначити наступним чином:

$$R = l_B + l_{PC} = l_{BO}. \quad (3.1)$$

Таким чином, для даного положення машини, з утвореного трикутника  $ABC$  запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3.2)$$

В конструкції машини, де виконується умова  $l_{PC} > l_B$  та забезпечується постійна фіксована відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів, не можливо забезпечити фіксовану відстань між геометричними взаємно перпендикулярними осями кріплення вилок. При положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 3.2 така відстань є мінімальною, однак, при положенні рухомих ланок машини, коли бічні площини вилок будуть паралельні між собою, а робоча ємність буде проектуватися на вертикальну площину в натуральну величину (рис. 3.3), відстань між геометричними взаємно перпендикулярними осями кріплення вилок буде максимальною  $l_{BB(MAX)}$ :

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC} + l_A, \quad (3.3)$$

де  $l_A$  – додаткова складова відстані між осями кріплення вилок, яка виникає при такому положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 3.3.

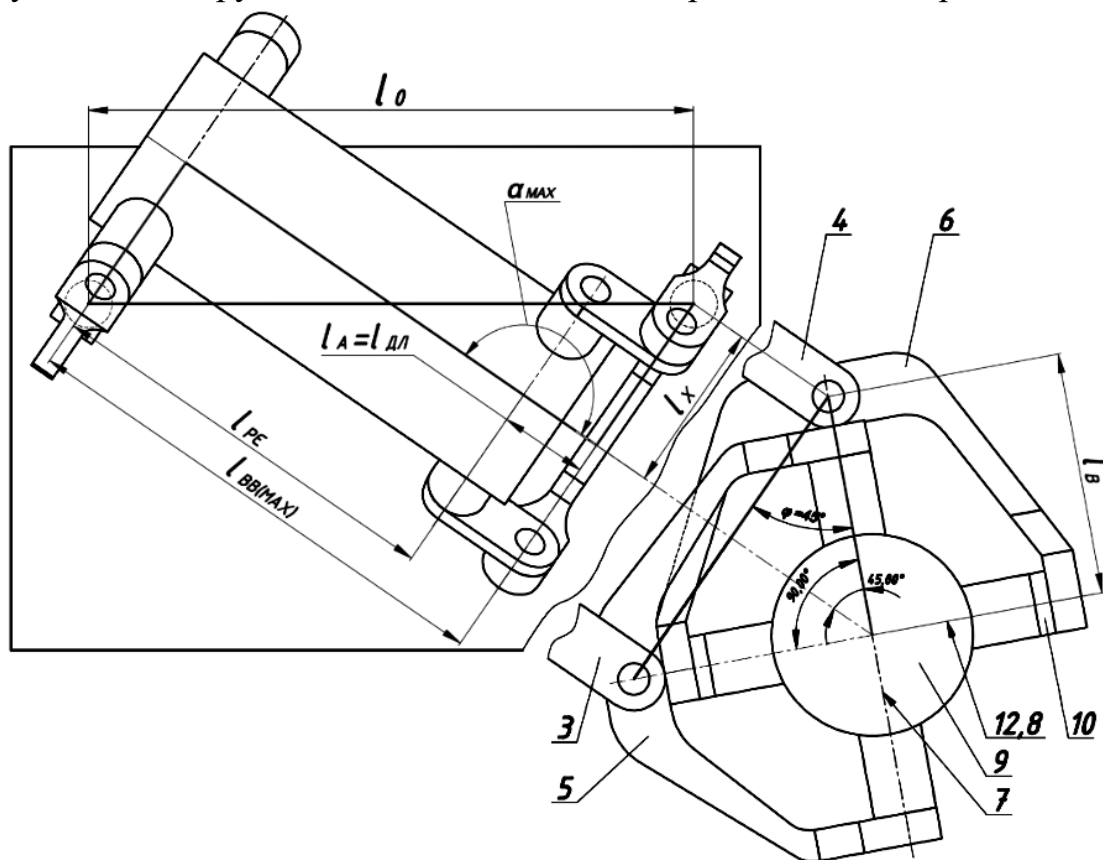


Рис. 3.3. Вертикальна проекція машини в проективному зв'язку із проекцією машини на площину, яка паралельна до верхнього торця ємності

Окрім того, виходячи з геометричних міркувань,  $l_{BB(MAX)}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{l_0^2 - 4l_X^2}, \quad (3.4)$$

де  $l_X$  – відстань в проекції на вертикальну площину між віссю обертання веденого (ведучого) валу та віссю робочої ємності.

Для того, щоб отримати вираз для визначення відстані  $l_X$  спроектуємо вертикальну проекцію машини («верхня проекція») на площину паралельну до верхнього торця ємності. Вертикальна проекція в проективному зв'язку із проекцією машини на площину, яка паралельна до верхнього торця робочої ємності («нижня проекція») представлена на рис. 3.3.

Геометричні вісі кріплення вилок мимобіжні, їх проекції на площині паралельній до верхнього торця ємності – взаємно перпендикулярні між собою, вісь ємності, яка продовжена з «верхньої проекції» розділяє прямиий кут між осями вилок навпіл. В результаті, на «нижній проекції» утворився рівнобедрений прямокутний трикутник з гіпотенузою  $l_B$  та двома катетами  $l_X$ . Відповідно, довжина  $l_X$  визначатиметься як:

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (3.5)$$

Підставимо значення виразу (3.5) у рівняння (3.4):

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.6)$$

Вирази (3.3) та (3.6) об'єднаємо між собою та виразимо значення  $l_A$ :

$$l_A = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (3.7)$$

На основі розрахованої за виразом (3.7) відстані  $l_A$ , яка виникає при такому положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 3.3, справедливою буде нерівність:

$$l_{ДЛ} \geq l_A, \quad (3.8)$$

де  $l_{ДЛ}$  – міжосьова відстань додаткової ланки.

Підставимо (3.2) у вираз (3.7) та запишемо з урахуванням нерівності (3.8):

$$l_{ДЛ} \geq \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (3.9)$$

Таким чином, за виразом (3.9), приймаючи до уваги початкові геометричні параметри, можна розрахувати мінімально допустиму міжосьову довжину шатуна  $l_{ДЛ}$ .

На рис. 3.2 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому точка  $D$ , що співпадає з центром обертальної кінематичної пари шатуна з ємністю, знаходиться по «зовнішній бік» від веденої вилки (нижче лінії  $l_{BO}$ ), між віссю робочої ємності  $l_{PC}$  та міжосьовою відстанню додаткової рухомої ланки  $l_{ДЛ}$  утворюється мінімальне значення кута  $\alpha$  –  $\alpha_{MIN}$ , який буде змінюватися в залежності від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$ . Для отримання графічної залежності зміни кута  $\alpha$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$  (рис. 3.4) було виконано моделювання досліджуваної конструкції машини в САПР SolidWorks з подальшим кінематичним аналізом вказаного параметру. За початковий кут повороту ведучого валу прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому геометрична вісь кріплення

ведучої вилки з ємністю прийматиме горизонтальне положення, а геометрична вісь кріплення веденої вилки з шатуном буде вертикальною. При моделюванні машини задавалися початковими геометричними умовами та розраховували необхідні геометричні параметри за вищепредставленими виразами. Модель машини мала наступні геометричні параметри:  $l_{PC}=130$  мм,  $D_{PC}=85$  мм,  $l_B=77$  мм,  $l_O=192,15$  мм,  $D_B=135$  мм.

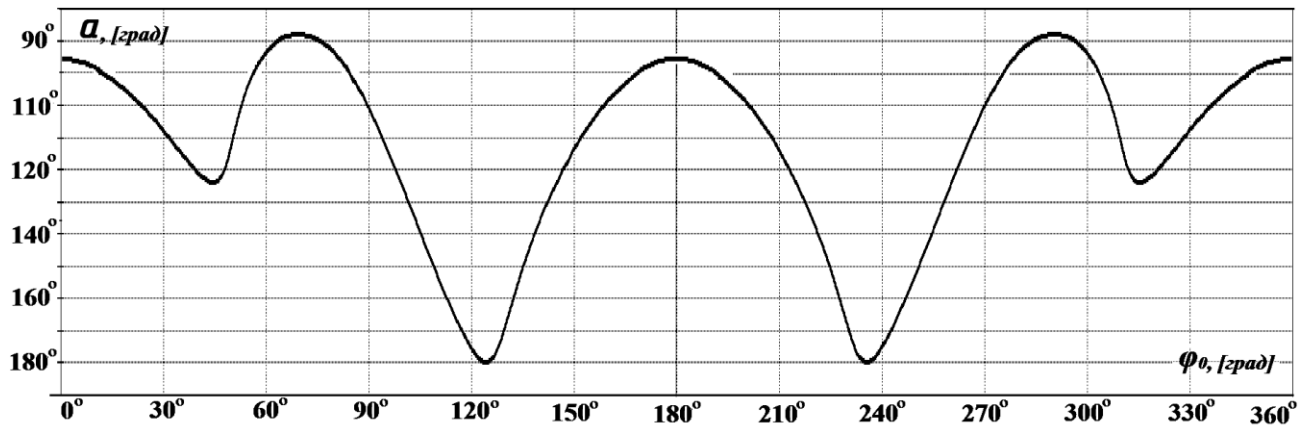


Рис. 3.4. Залежність зміни кута  $\alpha$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$

Проаналізувавши графік на рис. 3.5, можна стверджувати, що за один повний оберт ведучого валу функція зміни кута  $\alpha$  буде мати два періоди. При двох положеннях рухомих ланок машини (рис. 3.3) кут  $\alpha$  досягатиме свого максимального значення  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ . Після повороту ведучого валу на  $\varphi_0=180^\circ$ , ємність також повернеться на  $180^\circ$  відносно своєї повздовжньої вісі, а рухомі ланки машини приймуть таке положення (рис. 3.5), при якому точка  $D$  буде знаходитися вже по «внутрішній бік» від веденої вилки (вище лінії  $l_{BO}$ ), ведена вилка фактично буде охоплювати ємність на відстані більшій за її радіус. Таким чином, постає необхідність у точному розрахунку конструктивних параметрів машини, при яких ємність з відповідним діаметром зможе вільно переміщатися в середині веденої вилки.



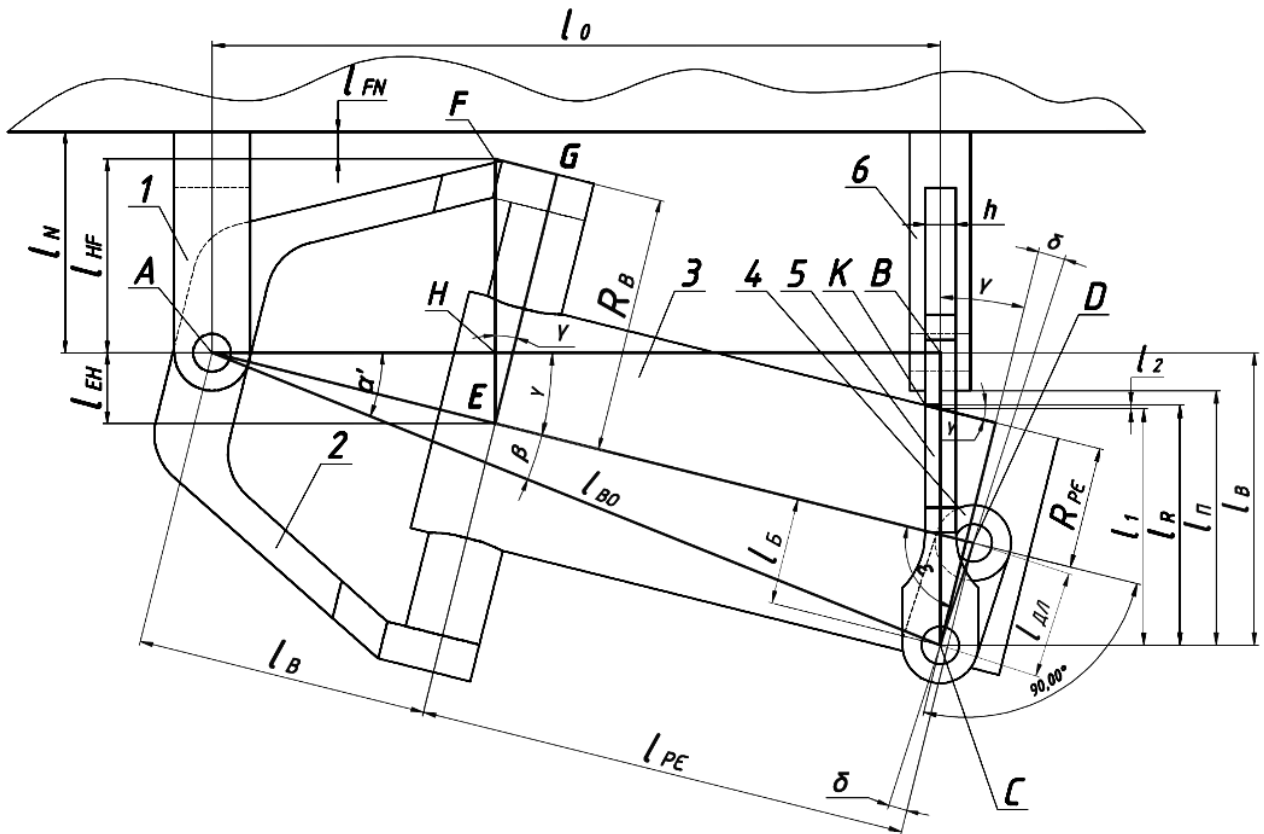


Рис. 3.5. Положення рухомих ланок машини, при якому точка  $D$  буде знаходитися вже по «внутрішній бік» від веденої вилки

Прийmemo, що  $l_{II}$  – це відстань від обертальної кінематичної пари шатуна з вилкою до її стінки, яка конструктором також повинна задаватися в початкових геометричних параметрах машини, інакше кажучи, – це відстань веденої вилки, яка забезпечуватиме вільне переміщення ємності.  $l_R$  – це відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки з шатуном до точки  $K$  (рис. 3.5) в проекції на вертикальну вісь веденої вилки. Очевидно, що дана конструкція машини може працювати лише в тому випадку, якщо виконуватиметься умова:

$$l_R < l_{II}. \quad (3.10)$$

У свою чергу,  $l_R$  можна розкласти на складові  $l_1$  та  $l_2$ , отже:

$$l_R = l_1 + l_2. \quad (3.11)$$

Виходячи з геометричних міркувань, можна записати:

$$l_1 = \frac{R_{PE} + l_B}{\cos \gamma}, \quad (3.12)$$

де  $R_{PE}$  – зовнішній радіус ємності,  $l_B$  – відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки та шатуна, яка проведена перпендикулярно до вісі ємності,  $\gamma$  – кут між  $l_B$  та  $l_{DL}$ . Кут  $\gamma$  також визначає нахил вісі ємності до вертикальної площини, іншими словами, – це кут між прямою, що з'єднує осі ведучого і веденого валів  $l_0$  та віссю ємності  $l_{PE}$ , значення якого можна визначити наступним чином:

$$\gamma = \alpha' - \beta, \quad (3.13)$$

де  $\alpha'$  – кут між  $l_0$  та  $l_{BO}$ ,  $\beta$  – кут між  $l_{BO}$  та  $l_{PC}$ .

З трикутника  $ABC$  запишемо вираз для визначення кута  $\alpha'$ :

$$\alpha' = \arccos \alpha' = \arccos \frac{l_0}{l_{BO}}, \quad (3.14)$$

де  $l_{BO}$  – відстань між центром кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (точка  $A$ ) та центром кінематичної пари веденої вилки з шатуном (точка  $C$ ).

У свою чергу, з трикутника  $ABC$ , запишемо вираз для визначення  $l_{BO}$ :

$$l_{BO} = \sqrt{l_0^2 + l_B^2}. \quad (3.15)$$

Підставимо вираз (3.15) у формулу (3.14):

$$\alpha' = \arccos \alpha' = \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}}. \quad (3.16)$$

Далі, згідно теореми косинусів, з трикутника  $ACD$  запишемо вираз для визначення кута  $\beta$ , приймаючи до уваги вираз (3.15):

$$\beta = \arccos \alpha' = \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})}. \quad (3.17)$$

Підставимо вирази (3.16) та (3.17) у рівняння (3.13), отримаємо:

$$\gamma = \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})}. \quad (3.18)$$

Далі, виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення  $l_B$ :

$$l_B = l_{ДЛ} \cos \delta, \quad (3.19)$$

де  $\delta$  – кут між прямою  $l_B$  та  $l_{ДЛ}$ .

Розглянувши трикутник  $ACD$ , запишемо вираз для визначення кута  $\delta$ :

$$\delta = 90^\circ - \varepsilon, \quad (3.20)$$

де  $\varepsilon$  – кут між  $l_{PC}$  та  $l_{ДЛ}$ , значення якого можна визначити використовуючи теорему синусів з трикутника  $ACD$ , приймаючи до уваги рівняння (3.15):

$$\varepsilon = \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}}. \quad (3.21)$$

Підставимо рівняння (3.21) у вираз (3.20):

$$\delta = 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}}. \quad (3.22)$$

Тепер підставимо вираз (3.22) у (3.19):

$$l_B = l_{ДЛ} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДЛ}} \right). \quad (3.23)$$

Після чого, підставимо вирази (3.23) та (3.18) у рівняння (3.12):

$$l_1 = \frac{R_{PC} + l_{ДП} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}} \right)}{\cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)}. \quad (3.24)$$

Відстань  $l_2$  значно менша за відстань  $l_1$ , однак, не приймати її до уваги не можна, оскільки вона є складовою відстані  $l_R$ , яку, в процесі розробки даної конструкції машини, необхідно точно розрахувувати. Довжина  $l_2$  безпосередньо залежить від ширини вилки  $h$  та кута нахилу вісі ємності до вертикальної площини  $\gamma$  та визначається наступним чином:

$$l_2 = 0,5h \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (3.25)$$

Підставимо у вираз (3.25) рівняння (3.18):

$$l_2 = 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (3.26)$$

Далі запишемо вираз для розрахунку довжини  $l_R$ , підставивши вирази (3.24) та (3.26) у рівняння (3.11):

$$l_R = \frac{R_{PC} + l_{ДП} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}} \right)}{\cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)} + 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (3.25)$$

Для забезпечення функціонування даної конструкції машини необхідно, щоб розрахована за виразом (3.25) довжина  $l_R$  не перевищувала відстань  $l_{П}$ .

Визначали мінімально допустиму відстані  $l_N$ , проведену по нормалі від вертикальної стінки станини машини до центру обертальної кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (веденого валу з веденою вилкою), яка буде забезпечувати вільне (без заклинювання всього механізму) переміщення ємності відповідного типорозміру. Довжина  $l_N$  визначається, як сума довжин  $l_{HF}$  та  $l_{FN}$ :

$$l_N = l_{HF} + l_{FN}, \quad (3.26)$$

де  $l_{FN}$  – зазор між станиною машини та вилкою, вісь кріплення якої з ємністю розташована у горизонтальній площині. Довжину  $l_{FN}$  потрібно підбирати, виходячи з умови забезпечення вільного обертання ємності відповідного типорозміру, в межах 10 – 20% від довжини  $l_B$ :

$$l_{FN} \approx (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (3.27)$$

Відстань  $l_{HF}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{HF} = l_{EF} - l_{EH}, \quad (3.28)$$

де  $l_{EF}$  – відстань по вертикалі від перетину вісі ємності  $l_{PC}$  з геометричною віссю кріплення ведучої вилки (точка  $E$ ) до перетину з гранню ведучої вилки;  $l_{EH}$  –

відстань по вертикалі від перетину вісі ємності  $l_{PC}$  з геометричною віссю кріплення ведучої вилки (точка  $E$ ) до перетину з горизонтальною прямою  $l_0$ , що з'єднує обертальні кінематичні пари вилок з валами (точка  $H$ ).

З прямокутного трикутника  $EFG$  визначимо  $l_{EF}$ :

$$l_{EF} = R_B \cos \gamma, \quad (3.29)$$

де  $R_B$  – «радіус вилки», половина від геометричної вісі кріплення ведучої вилки з ємністю.

Далі, з прямокутного трикутника  $AEH$  запишемо вираз для визначення  $l_{EH}$ :

$$l_{EH} = l_B \sin \gamma. \quad (3.30)$$

Підставимо вирази (3.29) та (3.30) у рівняння (3.28):

$$l_{HF} = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma. \quad (3.31)$$

Підставимо отриманий вираз (3.31), а також вираз (3.27) у рівняння (3.26):

$$l_N = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma + (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (3.32)$$

Підставимо у (3.32) вираз (3.18) для визначення кута  $\gamma$ :

$$l_N = R_B \cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) - \\ - l_B \sin \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) + (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B, \quad (3.33)$$

За рівнянням (3.33) можна розрахувати мінімально-допустиму відстань  $l_N$  ведучого та веденого валів машини відповідного типорозміру, що забезпечить її безперешкодне функціонування.

Як зазначалося вище, під час експлуатації даної конструкції машини буде циклічно змінюватися значення кута  $\alpha$ . Запишемо вираз для визначення амплітуди  $\alpha_A$  зміни кута  $\alpha$ :

$$\alpha_A = \alpha_{MAX} - \alpha_{MIN}. \quad (3.34)$$

Зміна кута  $\alpha$  впливатиме на зміну відстані  $l_{BB}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки. Запишемо вираз для визначення амплітуди  $l_{A(BB)}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)}. \quad (3.35)$$

В свою чергу,  $l_{BB(MAX)}$  можна записати як:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)}, \quad (3.36)$$

де  $l_{PC(розрах.)}$  – розрахункова міжосьова відстань робочої ємності;  $l_{ДЛ(розрах.)}$  – розрахункова міжосьова відстань додаткової рухомої ланки.

Вираз (3.6), з урахуванням (3.36), буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.37)$$

У процесі конструювання чи подальшої експлуатації даної машини можуть бути використані робоча ємність та додаткова рухома ланка із іншими

збільшеними міжосьовими відстанями. Міжосьові довжини цих ланок механізму позначали як  $l_{PC(прийн.)}$  та  $l_{ДЛ(прийн.)}$ .

Якщо  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ , то  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ , однак, якщо  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ , то:

$$\alpha_{MAX} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн.)}^2 + l_{ДЛ(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}l_{ДЛ(прийн.)}}\right). \quad (3.38)$$

$\alpha_{MIN}$ , в незалежності від того, прийнято  $l_{PC(прийн.)}$  чи  $l_{PC(розрах.)}$ , буде розраховуватися наступним чином:

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right), \quad (3.39)$$

де  $l_{BO}$  – відстань від центру обертання обертальної кінематичної пари ведучого валу з вилкою до вісі з'єднання веденої вилки з додатковою рухомою ланкою, при положенні рухомих ланок машини, що представлені на рис. 3.2.

Відстань  $l_{BO}$  також можна розрахувати за рівнянням (3.15).

Підставимо у рівняння (3.15) вираз (3.37):

$$l_{BO} = \sqrt{l_B^2 + (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.40)$$

Запишемо вираз (3.39) з урахуванням (3.40):

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.41)$$

Запишемо вирази для розрахунку  $\alpha_A$  (коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$  та коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ ), при цьому підставивши рівняння (3.41) у вираз (3.34).

$$\alpha_A = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ(розрах.)}^2 + (l_{PC(розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(розрах.)}(l_{PC(розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.42)$$

Рівняння (3.42) актуальне для тих випадків, коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$  та  $l_{ДЛ(прийн.)} = l_{ДЛ(розрах.)}$ .

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн.)}^2 + l_{ДЛ(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}l_{ДЛ(прийн.)}}\right) - \quad (3.43)$$

$$- \arccos\left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right).$$

За рівнянням (3.43) можна розрахувати амплітуду коливання  $\alpha_A$  в тих випадках, коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$  та  $l_{ДЛ(прийн.)} > l_{ДЛ(розрах.)}$ .

Далі, на основі геометричної побудови у вертикальній проекції машини (рис. 3.2), запишемо вираз для визначення  $l_{BB(MIN)}$ :

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (3.44)$$

Рівняння (3.44), з урахуванням (3.41), буде мати вигляд:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{\frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)} \times \cos\left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right)}}{2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)}}}. \quad (3.45)$$

Запишемо вираз (3.35) для розрахунку  $l_{A(BB)}$  з урахуванням рівнянь (3.36) та (3.44):

$$l_{A(BB)} = l_{PC(\text{розрах.})} + l_{ДП(\text{розрах.})} - \sqrt{l_{PC(\text{прийн./ розрах.})}^2 + l_{ДП(\text{прийн./ розрах.})}^2 - 2l_{PC(\text{прийн./ розрах.})}l_{ДП(\text{прийн./ розрах.})} \times \cos\left(\frac{l_{ДП(\text{прийн./ розрах.})}^2 + (l_{PC(\text{прийн./ розрах.})} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(\text{розрах.})} + l_{ДП(\text{розрах.})})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДП(\text{прийн./ розрах.})}(l_{PC(\text{прийн./ розрах.})} + l_B)}\right)} \quad (3.46)$$

Із застосуванням рівняння (3.46), на основі відповідних вихідних геометричних параметрів можна розрахувати амплітуду зміни відстані взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки, а із використанням виразів (3.42) та (3.43) – амплітуду зміни кута між віссю робочої ємності та шатуна.

Таким чином, запропоновано [125] статично визначений семиланковий просторовий механізм з обертальними кінематичними парами без надлишкового зв'язку та проведено аналітичне дослідження даного механізму зі структурної та геометричної точки зору. Отримано вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок, а також вирази для визначення необхідних конструктивних параметрів машини, що забезпечуватимуть її безперешкодне функціонування.

### **3.2. Синтез, аналіз та кінематичне дослідження механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою**

Звільнитися від пасивного зв'язку можна додавши у кінематичний ланцюг додаткову рухому ланку шатун, яка буде виконувати роль другої ємності [126]. Окрім того, ємності будуть з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари. Утвориться семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними та однією поступальною кінематичною парами [127]. Кінематична схема такого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 3.6.

Машини містять станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою вилкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні вісі 6 та 7 яких є вісями кріплення ємностей 8 та 9 відповідно. Ємності 8 та 9 з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари  $D1$ . Ступінь рухомості в такій конструкції, згідно формули Сомова-Малишева, дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

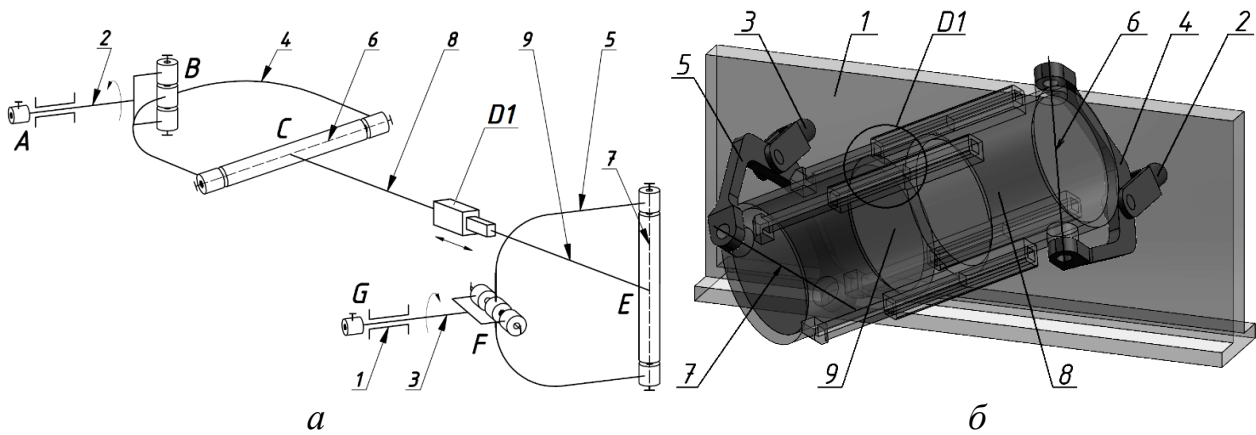


Рис. 3.6. Семиланковий просторовий механізм, у якому використовується поступальна кінематична пара: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

У процесі експлуатації даного механізму машини, де відстань між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей  $l_{BB}$  значно більша за міжосьову відстань ведучої (веденої) вилок  $l_B$ , відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів буде фіксованою. За рахунок поступальної кінематичної пари  $D1$ , відстань  $l_{BB}$  буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. Мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини (рис. 3.7), коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною. Максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  виникатиме в таких положеннях (рис. 3.8), коли повздовжня вісь двох ємностей буде знаходитися у вертикальній площині.

При проектуванні такого механізму машини, виникає необхідність у розрахунку основних геометричних параметрів даного механізму машини, зокрема, амплітуди зворотно-поступального переміщення однієї ємності відносно іншої, а також мінімальної та максимальної відстані між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей.

Аналітичне дослідження та синтез даного механізму машини слід починати задавшись такими геометричними параметрами: міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , довжини ємностей від осі з'єднання з вилкою до протилежного торця –  $l_{PC1}$  та  $l_{PC2}$ , величина зазору між ємностями –  $l_T$ , який буде утворюватися при  $l_{BB(MIN)}$ .

Розглянемо положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей, які представлено на рис. 3.7 та рис. 3.8 відповідно (позначення ланок на рис. 3.7 та рис. 3.8 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 3.6).

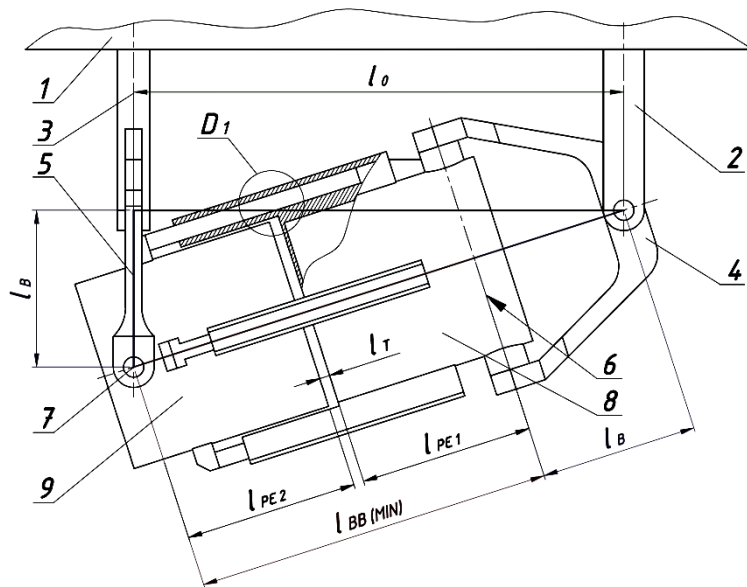


Рис. 3.7. Положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей

Мінімальну відстань  $l_{BB(MIN)}$  можна визначити з прямокутного трикутника утвореного в горизонтальній проекції машини (рис. 3.9):

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_0^2 + l_B^2} - l_B. \quad (3.47)$$

Або, якщо приймати до уваги вихідні геометричні параметри, то:

$$l_{BB(MIN)} = l_{PC1} + l_{PC2}. \quad (3.48)$$

Нехай  $l_{PC1} = l_{PC2}$ , тоді вираз (3.48) буде мати вигляд:

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC1}. \quad (3.49)$$

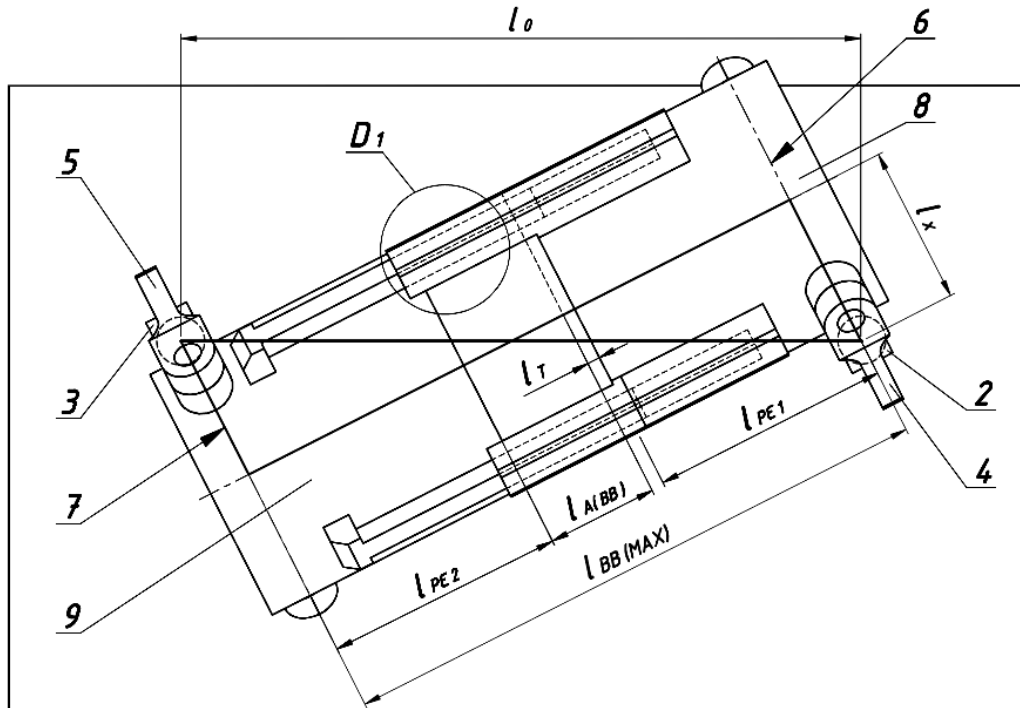


Рис. 3.8. Положення рухомих ланок машини, що відповідають та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей



Для того, щоб унеможливити зіткнення ємностей у положенні рухомих ланок машини, яке відповідає мінімальній відстані  $l_{BB(MIN)}$  між геометричними осями вилок необхідно забезпечити технологічний зазор між торцями цих ємностей величиною  $l_T$ . Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах 10% від довжини  $l_{PC1}$ . Запишемо вираз (3.49) з урахуванням  $l_T$ :

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC1} + l_T. \quad (3.50)$$

Далі, виходячи з геометричної будови прямокутного трикутника утвореного в горизонтальній проекції машини, запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів машини  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3.51)$$

З урахуванням (3.50) вираз (3.51) буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3.52)$$

Для визначення відстані  $l_{BB(MAX)}$  актуальними будуть отримані у розділі 3.1 рівняння (3.4), (3.5) та (3.6). З урахуванням (3.52) вираз (3.6) буде мати вигляд:

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.53)$$

Запишемо вираз для визначення амплітуди зворотно-поступального переміщення  $l_{A(BB)}$  робочих ємностей одна відносно іншої:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)}. \quad (3.54)$$

Підставимо значення виразів (3.53) та (3.50) у рівняння (3.54):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - 2l_{PC1} - l_T. \quad (3.55)$$

Далі запишемо вираз (3.54), приймаючи до уваги рівняння (3.47) та (3.6):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B. \quad (3.56)$$

Запишемо вираз (3.56) з урахуванням (3.52):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2} + l_B. \quad (3.57)$$

Отримані вирази для розрахунку геометричних параметрів механізму машини з двома ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. На основі рівнянь (3.55) – (3.57), в залежності від вихідних даних, можна визначити амплітуду зворотно-поступального переміщення ємностей одна відносно іншої.

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з двома робочими ємностями [128], які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Експлуатація даної конструкції машини дозволить значно підвищити продуктивність обробки деталей за рахунок того, що виникає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок розробленої машини, що забезпечують її

безперешкодне функціонування. Отримані вирази можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

У роботах відомо, що у «базовій» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності, протилежні торці ємності рухаються з відмінними кінематичними характеристиками, у зв'язку з цим переміщення робочого масиву в середині ємності між її торцями у зустрічних напрямках відбувається з різною інтенсивністю, реалізуються різні режими руху робочого масиву при незмінній кутовій швидкості ведучого валу.

У розділі 3.2 виконано синтез статично визначеного просторового механізму машини з двома ємностями, що рухомо з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари. В результаті такого з'єднання двох ємностей між собою поступальною кінематичною парою буде збільшуватися амплітуда вздовжосьового переміщення кожної із ємностей.

Дана конструкція машини, зі структурної точки зору, являє собою подвійний просторовий шарнір, ведучий вал якого обертається з постійною кутовою швидкістю. Як відомо, обертання ведучого валу в подвійному просторовому карданному шарнірі з постійною кутовою швидкістю буде призводити до нерівномірного обертання веденого валу, що, у свою чергу, буде призводити до більш інтенсивного переміщення ємності, яка з'єднана з веденим валом.

Із використанням САПР SolidWorks було виконано моделювання даної конструкції машини з подальшим дослідженням її кінематичних параметрів [129]. Модель машини (рис. 3.6 (б)) виконана в САПР SolidWorks мала такі геометричні параметри: відстань між осями обертання ведучого та веденого валів  $l_0=0,24$  м, міжосьова відстань вилок  $l_B=0,077$  м, зовнішній діаметр робочих ємностей  $D_{PC}=0,1$  м, довжина робочих ємностей від осі обертальної кінематичної пари з'єднання з вилкою до протилежного торця  $l_{PC}=0,019$  м, об'єм ємності  $V_{PC}=0,0015$  м<sup>3</sup> (1,5 л).

При виконанні дослідження ведучому валу було задано обертання з постійною кутовою швидкістю в  $\omega_{ведуч.}=4,2$  рад/с. У попередніх дослідженнях було доведено, що для даного типорозміру машини така кутова швидкість ведучого валу  $\omega_{ведуч.}$  є раціональною для забезпечення виконання основних галтувальних операцій із забезпеченням їх високої продуктивності. За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів, прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки із ємністю є горизонтальною. Зміна кутової швидкості веденого валу  $\omega_{вед.}$  при постійній кутовій швидкості ведучого  $\omega_{ведуч.}$  в залежності від кута повороту ведучого валу представлені на рис. 3.9.

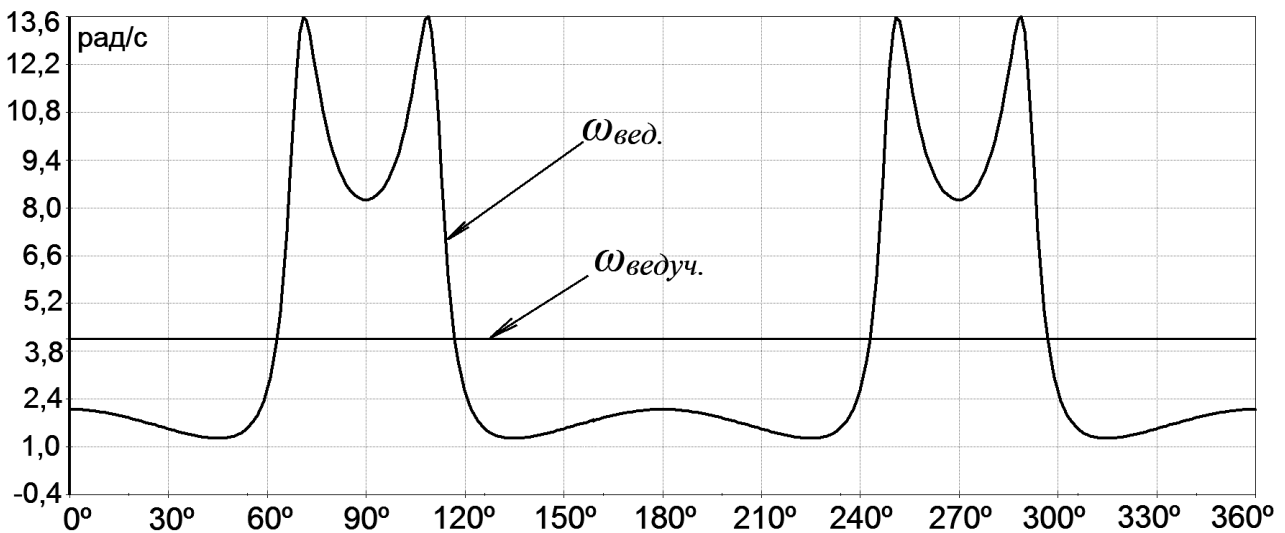


Рис. 3.9. Графічна залежність зміни кутової швидкості веденого валу  $\omega_{вед.}$  при постійній кутовій швидкості ведучого валу  $\omega_{ведуч.}$  від кута повороту ведучого валу

Кутова швидкість  $\omega_{вед.}$  веденого валу даної машини буде непостійною та змінюватиметься в діапазоні від 1,4 до 13,6 рад/с. Просторовий рух обох ємностей складається з чотирьох простих складових рухів, зокрема: за один оборот ведучого валу відбувається один повний поворот обох ємностей навколо їх повздовжньої вісі, а також поступальні переміщення у кожній з трьох взаємно перпендикулярних площинах. Із досліджень відомо, що зміна режимів руху робочого масиву у середні ємності буде залежати від максимальних значень прискорень точок ємностей, що співпадають з їх центрами торців. Виконували дослідження кінематичних параметрів (поступальної швидкості та поступального прискорення) чотирьох точок, які співпадають з центрами торців кожної з ємностей: точка  $A$  розташована в центрі торця ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою, точка  $B$  – в центрі протилежного торця, точка  $D$  – в центрі торця ємності, яка з'єднана з веденою вилкою, точка  $C$  – в центрі протилежного торця другої ємності. Для визначення кінематичних параметрів визначених точок на моделі машини було виділено дві нерухомі системи координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$  відносно яких визначали відповідні кінематичні параметри. Модель машини з позначеними точками на ємностях, а також дві нерухомі системи координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$  представлено на рис. 3.10.

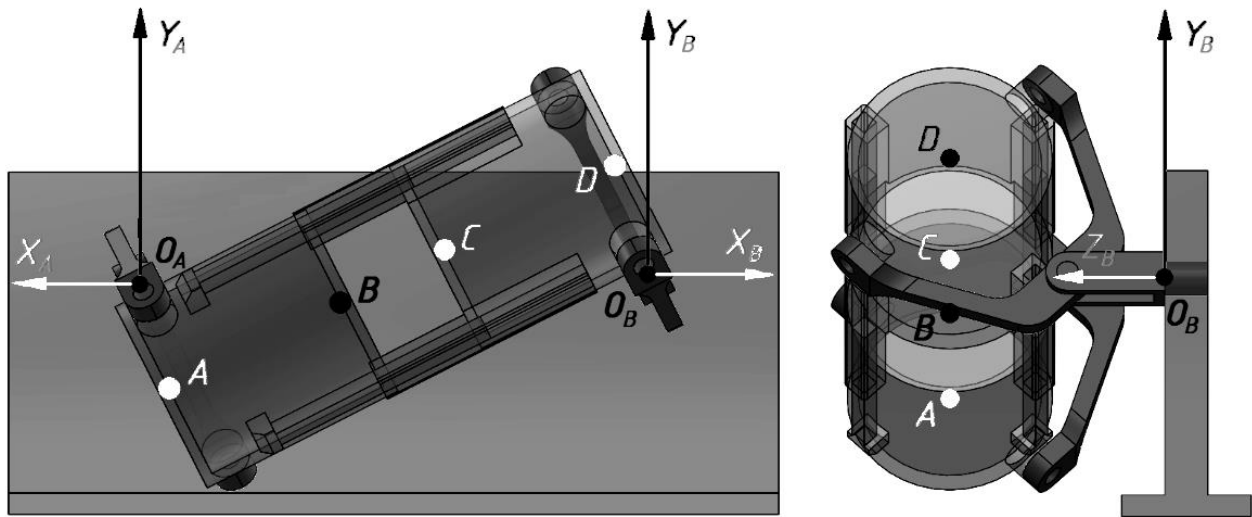


Рис. 3.10. Модель машини із визначеними на ємностях точками та двома нерухомими системами координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$

Далі, визначали та порівнювали між собою складові поступальних швидкостей та поступальних прискорень точок  $A$ ,  $B$ ,  $C$  та  $D$ . На рис. 3.11 представлено залежність зміни складових поступальних швидкостей точок  $A$ ,  $B$ ,  $C$  та  $D$  від кута повороту ведучого валу, а на рис 3.12 – залежність зміни складових поступальних прискорень цих же точок від кута повороту ведучого валу.

Після аналізу графіків, які представлені на рис. 3.11 та рис. 3.12 було встановлено наступне: на відміну від кінематичних параметрів «базової» конструкції машини, які представлені в роботі, де поступальна швидкість та поступальне прискорення точок за один оберт ведучого валу мають дві фази зміни, в досліджуваній конструкції машини з двома робочими ємкостями поступальна швидкість та поступальне прискорення кожної з точок, що визначені на ємностях, за один оберт ведучого валу, будуть мати по чотири фази зміни, дві з яких будуть більш виражені. Таким чином, робочий масив, під час виконання відповідних технологічних операцій, буде піддаватися більш інтенсивному струшуванню, що сприятиме підвищенню продуктивності виконання галтувальних технологічних операцій.

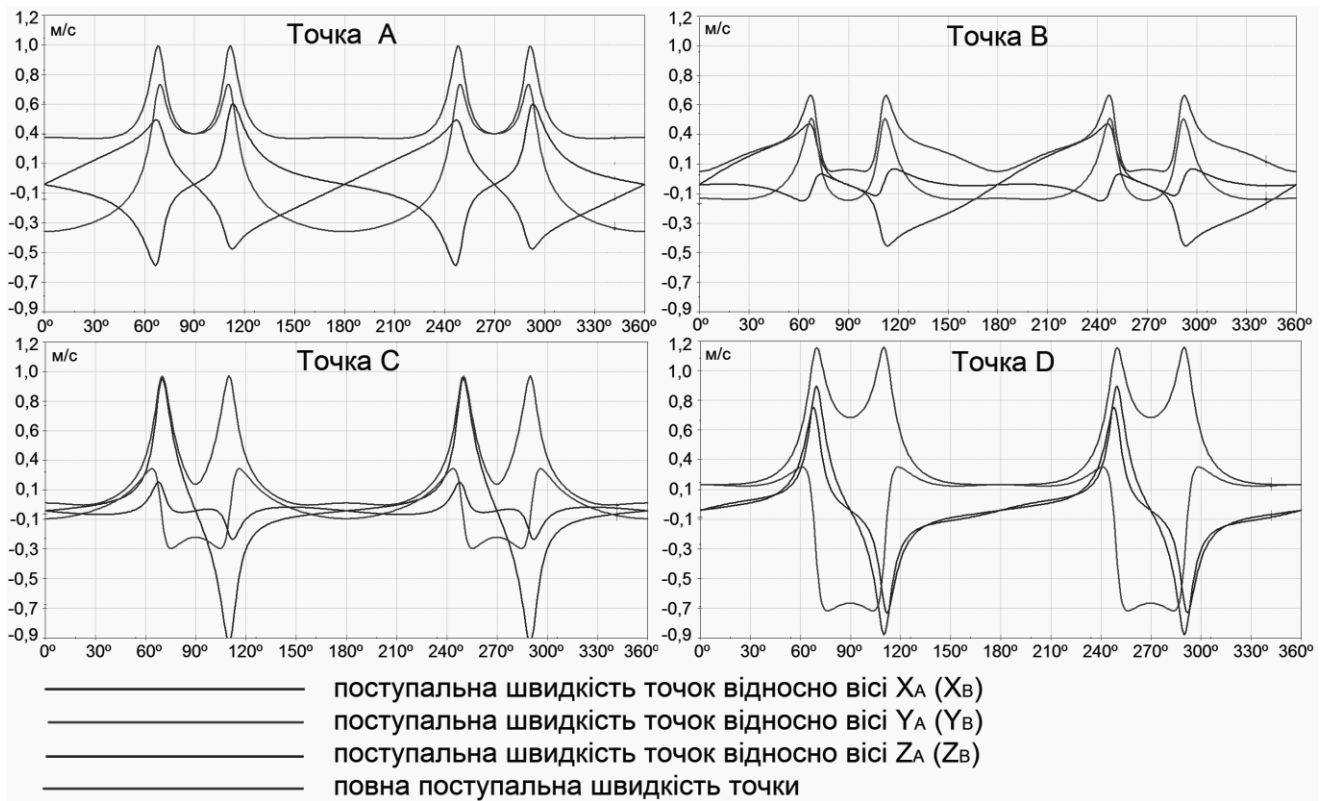


Рис. 3.11. Залежність зміни складових поступальних швидкостей точок, які визначені на робочих ємностях машини від кута повороту ведучого валу

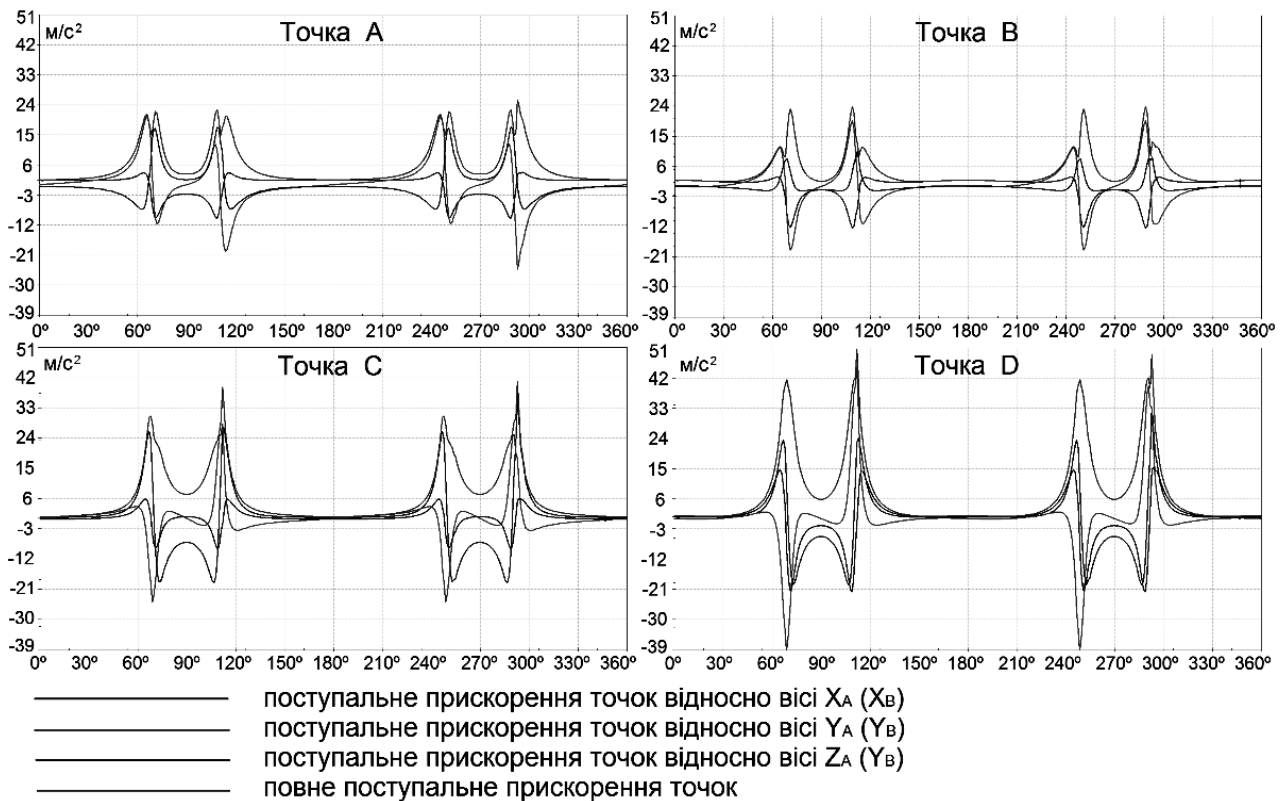


Рис. 3.12. Залежність зміни складових поступальних прискорень точок, які визначені на робочих ємностях машини від кута повороту ведучого валу

Поступальна швидкість та поступальне прискорення точок  $C$  та  $D$  робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою будуть мати більші екстремальні та амплітудні значення ніж ті ж само кінематичні параметри точок  $A$  та  $B$  робочої ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою. Екстремальні та амплітудні значення кінематичних параметрів робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою у 1,5 – 2 рази більші за відповідні кінематичні параметри ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою. Така ж само відмінність між кінематичними параметрами зберігатиметься й при інших кутових швидкостях ведучого валу машини. Різниця в кінематичних параметрах ємностей зумовлена нерівномірним обертанням веденого валу машини. Таким чином, інтенсивність переміщення робочого масиву в ємності, що з'єднана з веденою вилкою буде більша за інтенсивність переміщення робочого масиву в ємності, з'єднаної з ведучою вилкою. В результаті, час виконання відповідної галтувальної технологічної операції буде відмінним для двох робочих ємностей.

Практично не відрізнятимуться між собою кінематичні параметри точок протилежних торців робочих ємностей. Наприклад, крива зміни поступальної швидкості точок  $A$  та  $B$  робочої ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою, а також крива зміни поступальної швидкості точок  $C$  та  $D$  робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою повністю співпадають між собою. Аналогічно, співпадають між собою криві повного поступального прискорення точок  $A$  та  $B$ . Екстремальні значення повного поступального прискорення точок  $C$  та  $D$  відрізняються між собою на відносно незначну величину – приблизно  $10 \text{ м/с}^2$ .

Така рівність кінематичних параметрів двох точок торців кожної із ємностей буде сприяти переміщенню робочого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках з однаковою інтенсивністю. Таким чином, можна забезпечити реалізацію однакового режиму руху робочого масиву в кожній із ємностей при постійній кутовій швидкості ведучого валу.

В цілому, найбільша амплітуда зміни поступального прискорення кожної з точок буде при переміщенні їх вздовж вертикальних осей  $Y_A$  та  $Y_B$ , найменша – при переміщенні вздовж осей  $Z_A$  та  $Z_B$ . Робоча ємність, яка з'єднана з веденою вилкою, буде мати значні кінематичні параметри при переміщенні вздовж горизонтальної вісі  $X_A$  та  $X_B$ , що зумовлено виникненням додаткової складової руху, яка виникає при поступальному переміщенні обох ємностей одна відносно іншої.

Із застосуванням САПР SolidWorks Motion досліджено кінематичні параметри просторового переміщення двох ємностей, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Результати досліджень стануть в нагоді при раціональній розробці відповідних технологічних операцій на стадії проектування

### **3.3. Синтез та аналіз механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою**

Виконаємо синтез просторового механізму, що аналогічний до просторового механізму, який синтезований у розділі 3.2. В даному випадку обидві ємності будуть з'єднані між собою за допомогою обертальної

кінематичної пари [130]. Утвориться семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними кінематичними парами. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлена на рис. 3.13.

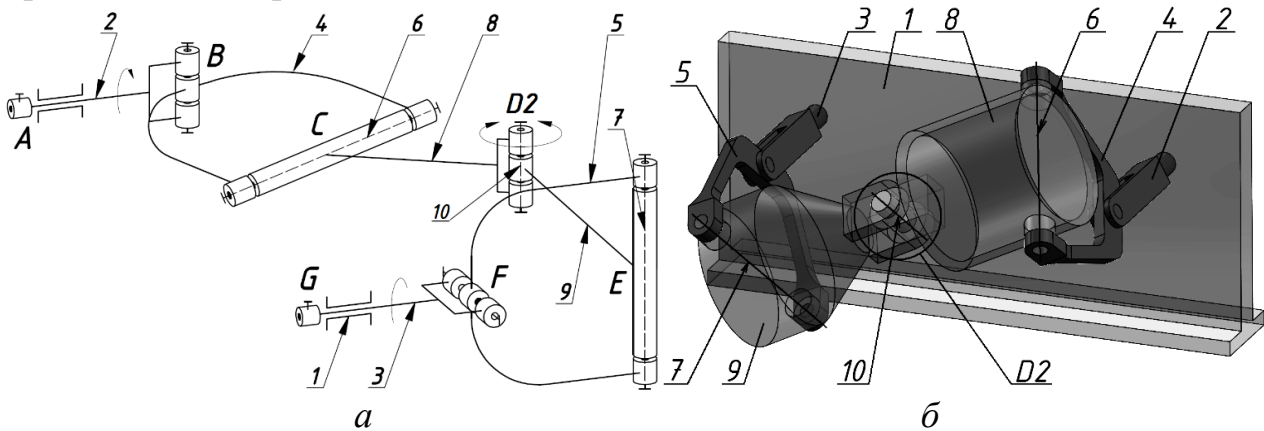


Рис. 3.13. Семиланковий просторовий механізм машини з двома ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машини містять станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою вилкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні вісі 6 та 7 яких є вісями кріплення ємностей 8 та 9 відповідно. Ємності 8 та 9 з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари  $D2$ . Ступінь рухомості в такій конструкції, згідно формули Сомова-Малишева, дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

Аналогічно до механізму, який представлений у розділі 3.2, у даній конструкції відстань між геометричними осями кріплення вилок до робочих ємностей  $l_{PC}$  за рахунок обертальної кінематичної пари  $D2$  також буде циклічно змінюватиметься від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення.

У даному розділі виконували аналітичне дослідження таких основних геометричних параметрів даного механізму машини: амплітуди кутового переміщення однієї ємності відносно іншої, а також максимальної та мінімальної відстані між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей.

Задаючись вихідними геометричними параметрами: міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , довжини ємностей від осі з'єднання з вилкою до центру обертальної кінематичної пари  $D2$  –  $l_{PC1}$  та  $l_{PC2}$ , зовнішній діаметр ємностей –  $D_{PC}$ , та «діаметр вилок» –  $D_B$  (довжина геометричної вісі кріплення ведучої та веденої вилок з ємністю). Положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок з ємностями представлено на рис. 3.14 та рис. 3.15 відповідно (позначення ланок на рис. 3.14 та рис. 3.15 співпадають з позначеннями ланок на рис. 3.13).

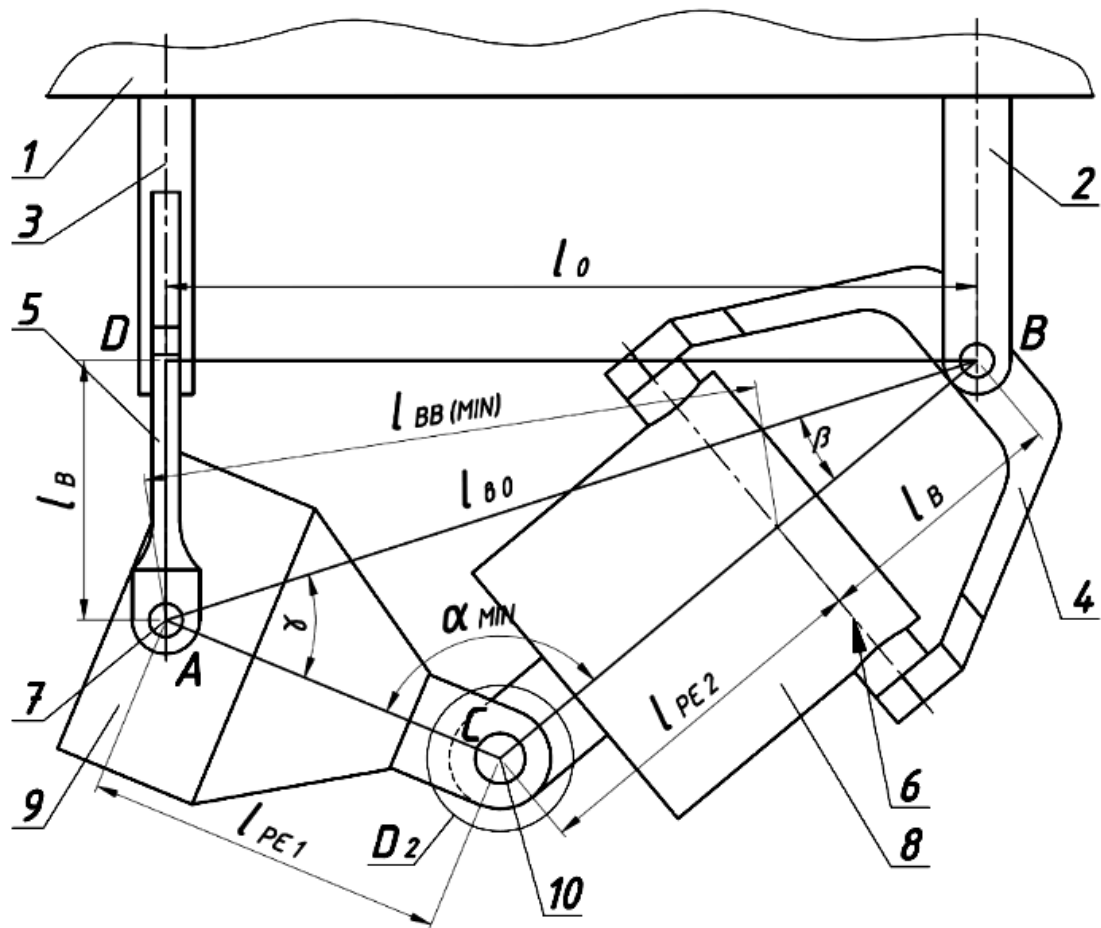


Рис. 3.14. Положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей



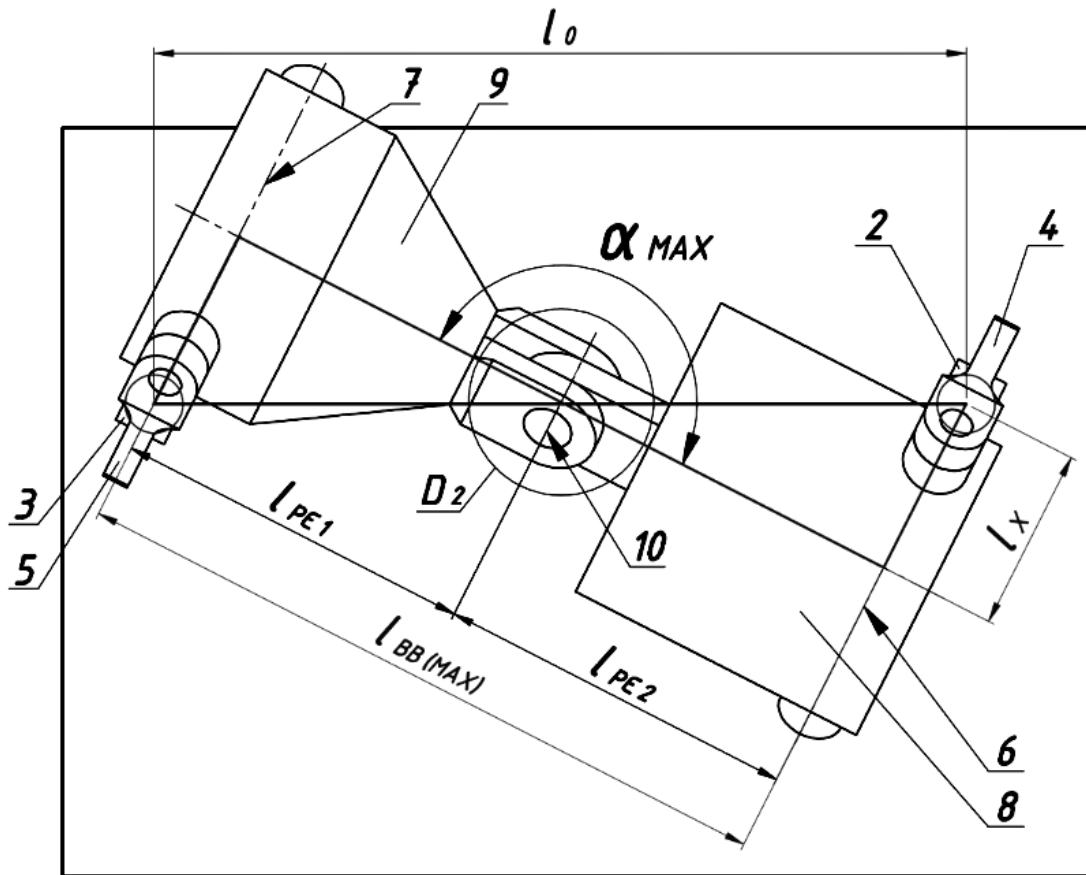


Рис. 3.15. Положення рухомих ланок машини, що відповідають максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей

Виходячи з геометричної будови на рис. 3.15, запишемо вираз для визначення максимальної відстані  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями вилок:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC1} + l_{PC2}. \quad (3.58)$$

Оскільки  $l_{PC1} = l_{PC2}$ , тоді:

$$l_{PC1} = l_{PC2} = 0,5 \cdot l_{BB(MAX)}. \quad (3.59)$$

У положенні машини, що представлено на рис. 3.15, кут  $\alpha$  між осями двох робочих ємностей досягатиме свого найбільшого значення –  $180^\circ$ . У випадку, якщо  $\alpha < 180^\circ$ , то  $l_{BB(MAX)}$  можна розрахувати за попередньо отриманим виразом (3.6).

Якщо  $\alpha < 180^\circ$ , то міжосьова відстань кожної з робочих ємностей визначається як:

$$l_{PC1} = l_{PC2} \geq 0,5 \cdot l_{BB(MAX)}. \quad (3.60)$$

На рис. 3.14 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому кут  $\alpha$  між повздовжніми вісями робочих ємностей досягатиме свого мінімального значення, при чому, самі ємності будуть розташовані по «зовнішній бік» від лінії  $l_{BO}$ , тобто, ємності, в даному положенні, будуть максимально віддалені від станини машини. Після повороту ведучого валу на  $180^\circ$ , виникатиме таке положення рухомих ланок машини, яке представлено на рис. 3.16, коли осі робочих ємностей  $l_{PC1}$ ,  $l_{PC2}$  будуть перетинатися під тим само

кутом  $\alpha$ , але розташовані будуть вже «дзеркально» по інший бік від лінії  $l_{BO}$ . У результаті, обидві ємності будуть на мінімальній відстані від станини.

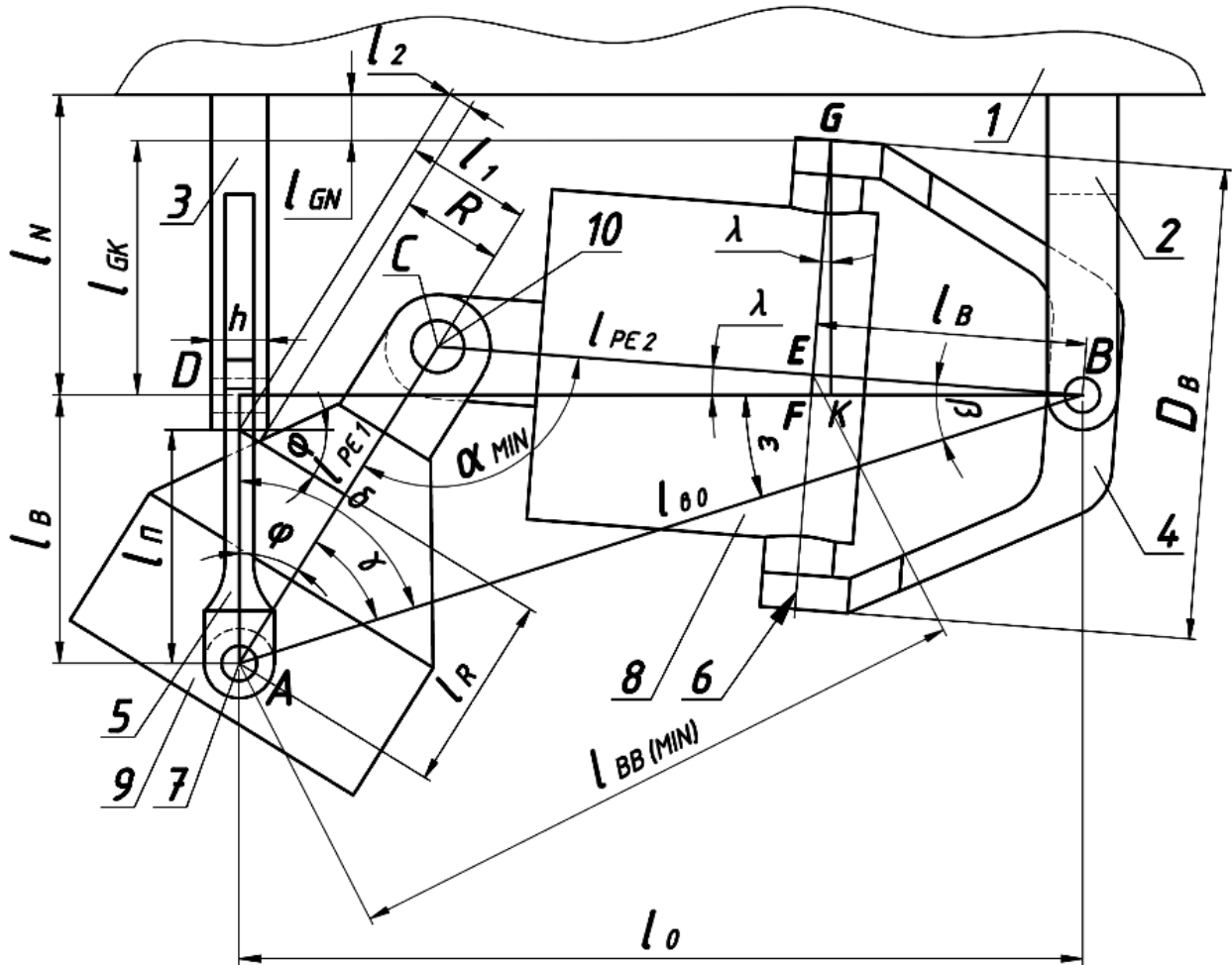


Рис. 3.16. Положення рухомих ланок машини, при якому точка  $C$  буде знаходитися вже по «внутрішній бік» відносно прямої  $l_{BO}$

При подальшому геометричному аналізі машини необхідним є отримання виразу для визначення мінімально допустимої відстані  $l_N$  проведеної по нормалі від вертикальної стінки станини до обертальної кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (веденого валу з веденою вилкою), яка буде забезпечувати вільне (без заклинювання всього механізму) обертання обох ємностей відповідного типорозміру. Довжину  $l_N$  можна визначити наступним чином:

$$l_N = l_{GK} + l_{GN}, \quad (3.61)$$

де  $l_{GN}$  – відстань між станиною машини та вилкою, вісь кріплення якої з ємністю розташована у горизонтальній площині. Довжину  $l_{GN}$  потрібно приймати, виходячи з умови забезпечення вільного обертання ємностей відповідного типорозміру, в межах 10 – 20% від довжини  $l_B$ :

$$l_{GN} \approx (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (3.62)$$

З прямокутного трикутника  $GFK$  (кут  $F = 90^\circ$ ) визначимо відстань  $l_{GK}$ :

$$l_{GK} = l_{GF} \cos \lambda. \quad (3.63)$$

У свою чергу, відстань  $l_{GF}$  можна визначити як:

$$l_{GF} = l_{EF} + l_{GE}, \quad (3.64)$$

де  $l_{GE} = R_B$  – «радіус вилки», половина від геометричної вісі кріплення ведучої вилки з робочою ємністю. Визначається в залежності від зовнішнього діаметру ємності  $D_{PC}$ , який задається у вихідних геометричних параметрах.

Довжину  $l_{EF}$  визначимо з прямокутного трикутника  $EBF$  (кут  $E = 90^\circ$ ), враховуючи, що  $l_{EB} = l_B$ :

$$l_{EF} = l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (3.65)$$

Запишемо вираз (3.63) з урахуванням рівнянь (3.64) та (3.65):

$$l_{GK} = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda. \quad (3.66)$$

Виходячи з геометричних міркувань (рис. 3.16) та приймаючи до уваги вираз (3.66), можна записати:

$$l_N = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda + l_{GN}, \quad (3.67)$$

де  $\lambda$  – кут між прямою  $DB$ , що з'єднує центри обертальних кінематичних пар валів з вилками та прямою  $CB$ , що з'єднує центр обертальної кінематичної пари робочих ємностей та кінематичної пари вилки з валом. Кут  $\lambda$  можна визначити наступним чином:

$$\lambda = \beta - \varepsilon = \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B}. \quad (3.68)$$

Підставимо вираз (3.68) у рівняння (3.67):

$$l_N = \left[ l_B \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GE} \right] \times \\ \times \cos \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GN}. \quad (3.69)$$

За виразом (3.69), з урахуванням конструктивних особливостей та співвідношенням довжин ланок машини, можна визначити мінімально допустиму відстань  $l_N$  ведучого та веденого валів машини відповідного типорозміру, яка забезпечить її безперешкодне функціонування.

У даній конструкції машини, при положенні рухомих ланок, яке представлено на рис. 3.16 між віссю веденого валу та віссю другої робочої ємності, утворюється таке значення кута  $\varphi$ , яке не дає можливості використати другу робочу ємність циліндричної форми, аналогічну за формою до першої ємності. Для того, щоб забезпечити функціонування машини, необхідно другу робочу ємність циліндрично-конічної форми. Розглянувши рис 3.16, очевидно, що дана конструкція машини може працювати лише при виконанні умови:

$$l_R < l_{II}, \quad (3.70)$$

де  $l_{II}$  – це відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки з другою робочою ємністю до її стінки,  $l_R$  – це відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки з другою ємністю до перпендикуляра, який проведений на вісь другої робочої ємності з кінця відстані  $l_{II}$ .

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_R$ :

$$l_R = l_{II} \cdot \cos \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right). \quad (3.71)$$

Таким чином, на відстані  $l_R$ , відкладеної, вздовж осі обертання першої ємності, починаючи від центру обертальної кінематичної пари веденої вилки, повинен утворюватися круглий поперечний переріз другої робочої ємності з таким радіусом  $R$ , який буде забезпечувати вільне обертання ємності в середині ведучої вилки. Величину  $R$  можна визначити наступним чином:

$$R = l_1 - l_2, \quad (3.72)$$

де  $l_1$  – перпендикуляр від осі другої ємності до стінки веденої вилки,  $l_2$  – відстань від стінки веденої вилки до конічної поверхні ємності, що відкладена вздовж лінії  $l_1$ . В свою чергу,  $l_1$  та  $l_2$  можна визначити наступним чином:

$$l_1 = l_{II} \sin \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right). \quad (3.73)$$

$$l_2 = 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (3.74)$$

Підставимо вирази (3.73) та (3.74) у рівняння (3.72):

$$R = l_{II} \sin \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right) - 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (3.75)$$

Отримано вирази (3.75) та (3.71) за якими можна розрахувати максимальну допустиму величину радіуса перерізу робочої ємності та відстань, на якій він має бути розташований відносно обертальної кінематичної пари веденої вилки з ємністю.

Аналогічно до конструкції просторового механізму машини, дослідження якої представлено у розділі 3.1, у процесі експлуатації машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою буде циклічно змінюватися значення кута  $\alpha$ , що утворюється між осями ємностей. При положенні рухомих ланок, які представлені на рис. 3.14 та рис 3.16 значення кута  $\alpha$  буде максимальним  $\alpha_{MAX}$ , а при положенні рухомих ланок, яке представлено на рис 3.11 значення кута  $\alpha$  буде мінімальним  $\alpha_{MIN}$ . Амплітуду зміни кута  $\alpha_A$  можна розраховувати із використанням виразу (3.34). Для визначення амплітуди  $l_{A(BB)}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочих ємностей можна застосовувати вираз (3.35). Відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів, виходячи з геометричних міркувань (рис. 3.15) можна визначити наступним чином:

$$l_0 = \sqrt{l_{BB(MAX)}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.76)$$

Окрім рівняння (3.6) максимальну відстань між геометричними осями кріплення вилок до ємностей  $l_{BB(MAX)}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{BB(MAX)} = 2l_{PC(розрах.)}, \quad (3.77)$$

де  $l_{PC(розрах.)}$  – розрахункова міжосьова відстань робочої ємності.

Вираз (3.76), з урахуванням (3.77), матиме вигляд:

$$l_0 = 2\sqrt{l_{PC(розрах.)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.78)$$

В процесі подальшого конструювання чи експлуатації даної конструкції машини можуть бути використані робочі ємності зі збільшеною міжосьову відстанню. Довжини таких ємностей позначали  $l_{PC(прийн.)}$ .

Якщо  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ , то  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ , однак, якщо  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ , то:

$$\alpha_{MAX} = \arccos\left(\frac{2l_{PC(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}}\right). \quad (3.79)$$

$\alpha_{MIN}$ , в незалежності від того, прийнято  $l_{PC(прийн.)}$  чи  $l_{PC(розрах.)}$ , буде розраховуватися наступним чином:

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{PC(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right), \quad (3.80)$$

де  $l_{BO}$  – відстань від центру обертання обертальної кінематичної пари веденого (ведучого) валу з вилкою до вісі з'єднання веденої (ведучої) вилки з робочою ємністю, при положенні рухомих ланок машини, що представлені на рис. 3.10.

Відстань  $l_{BO}$  можна визначити із використанням виразу (3.15). Підставимо у рівняння (3.15) вираз (3.78):

$$l_{BO} = \sqrt{l_B^2 + 4(l_{PC(розрах.)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2)}. \quad (3.81)$$

Запишемо вираз (3.80) з урахуванням (3.81):

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_{PC(розрах.)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2)}{2l_{PC(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.82)$$

Після арифметичних перетворень, вираз (3.82) буде мати вигляд:

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{PC(прийн./розрах.)}l_B - 2l_{PC(розрах.)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.83)$$

Далі, запишемо вирази для розрахунку  $\alpha_A$  (коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$  та коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ ), при цьому підставивши рівняння (3.79) та (3.83) у вираз (3.34):

$$\alpha_A = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{PC(розрах.)}^2 + l_{PC(розрах.)}l_B - 2l_{PC(розрах.)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(розрах.)}(l_{PC(розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.84)$$

Рівняння (3.70) актуальне для тих випадків, коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ .

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{2l_{PC(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{PC(розрах.)}^2 + l_{PC(розрах.)}l_B - 2l_{PC(розрах.)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(розрах.)}(l_{PC(розрах.)} + l_B)}\right). \quad (3.85)$$

За рівнянням (3.85) можна розрахувати амплітуду коливання  $\alpha_A$  в тих випадках, коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ .

Далі, на основі геометричної побудови у вертикальній проекції машини (рис. 3.14), запишемо вираз для визначення  $l_{BB(MIN)}$ :

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 \cos \alpha_{MIN}}. \quad (3.86)$$

Рівняння (3.86), з урахуванням (3.85), буде мати вигляд:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 \cos \left( \frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{PC(прийн./розрах.)}l_B - 2l_{PC(розрах.)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right)}. \quad (3.87)$$

Далі, запишемо вираз (3.35) для розрахунку  $l_{A(BB)}$  з урахуванням рівнянь (3.77) та (3.87):

$$l_{A(BB)} = 2l_{PC(розрах.)} - \sqrt{2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}^2 \cos \left( \frac{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{PC(прийн./розрах.)}l_B - 2l_{PC(розрах.)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right)}. \quad (3.88)$$

Із застосуванням рівняння (3.88), на основі відповідних вихідних геометричних параметрів можна розрахувати амплітуду зміни відстані між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочих ємностей, а із використанням виразів (3.84) та (3.85) – амплітуду зміни кута між осями двох ємностей.

Таким чином, запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою. Експлуатація даної конструкції машини дозволить значно підвищити продуктивність обробки деталей за рахунок того, що виникає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок розробленої машини, що забезпечують її безперешкодне функціонування. Отримані вирази можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

### **3.4. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари**

Було синтезовано [131] семиланковий статично визначений просторовий механізм машини, в якому введено додаткову рухому ланку шатун, яка за допомогою обертальної кінематичної пари з'єднана з ведучою вилкою, а також за допомогою поступальної кінематичної пари з'єднана з робочою ємністю. В даному випадку представлена технічна реалізація [132], коли шатун виконує зворотно-поступальне переміщення в середині самої ємності, у результаті чого, в процесі роботи машини, об'єм ємності буде циклічно змінюватися. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 3.17.

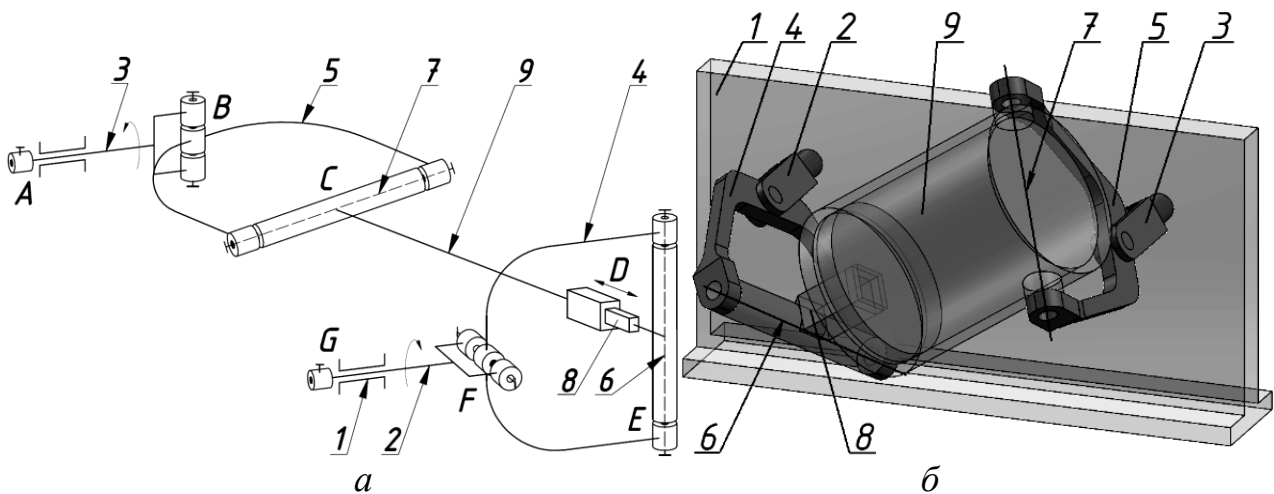


Рис. 3.17. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Механізм машини складається зі станини 1, ведучого 2 та веденого 3 валів. Вали 2 та 3 шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою 5 вилками відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 6 і 7 є вісями кріплення шатуна 8 та ємності 9 відповідно. Шатун 8 виконаний у вигляді поршня, що за допомогою поступальної кінематичної пари *D* рухомо з'єднаний з ємністю 9, а за допомогою обертальної кінематичної пари *E* – з ведучою вилкою.

Далі задавалися вихідними геометричними параметрами:  $l_{PC(MIN)}$  – мінімальна відстань між торцем ємності та рухомим торцем шатуна,  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої та веденої вилок,  $l_{BB(MIN)}$  – мінімальна відстань між геометричними вісями кріплення вилок до шатуна та до робочої ємності,  $l_{ДДЛ}$  – довжина додаткової рухомої ланки (шатуна). Функціонування даної машини може забезпечуватися лише при виконанні наступної умови:

$$l_{BB(MIN)} > l_B. \quad (3.89)$$

Лише при виконанні умови (3.89) буде реалізуватися додаткове зворотно-поступальне переміщення шатуна в середині ємності на відповідну амплітуду  $l_A$ . У процесі експлуатації машини відстань між геометричними вісями кріплення вилок  $l_{BB}$  буде циклічно змінюватиметься від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. За один повний оберт ведучого валу відбуватиметься чотири зворотно-поступальні переміщення шатуна в середині ємності. Максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  утворюватиметься при таких положеннях рухомих ланок, коли повздовжня вісь ємності буде проектуватися на вертикальну площину в натуральну величину (рис. 3.18), мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  буде утворюватися, коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилок буде горизонтальною, а інша вертикальною (рис. 3.19). Позначення ланок на рис. 3.18 та рис. 3.19 співпадають з позначеннями на рис. 3.17.

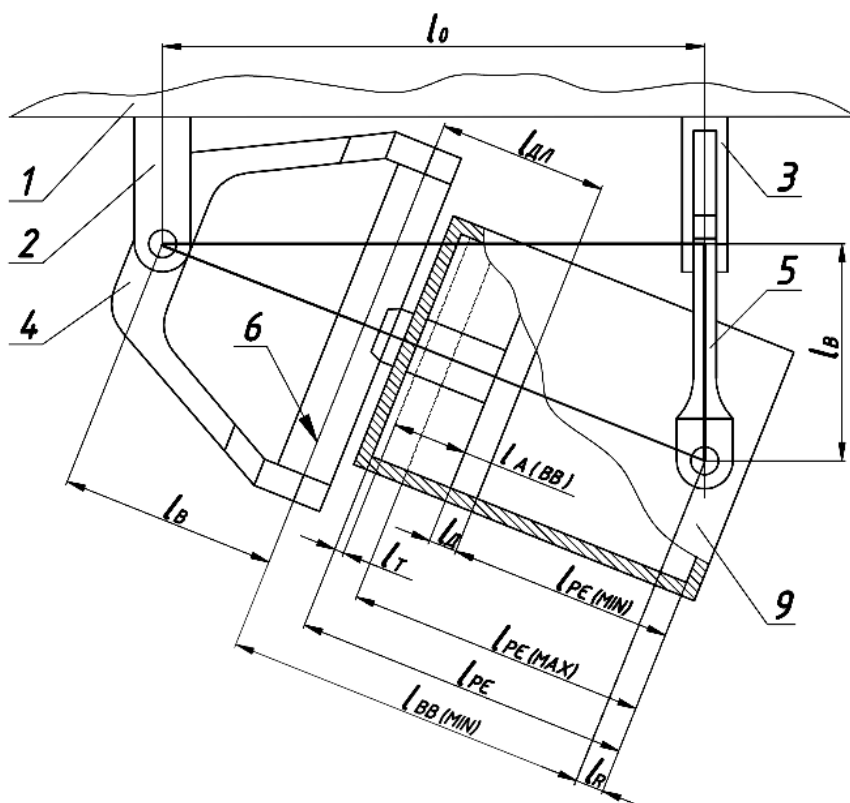


Рис. 3.18. Розроблена машина для обробки деталей – вид зверху

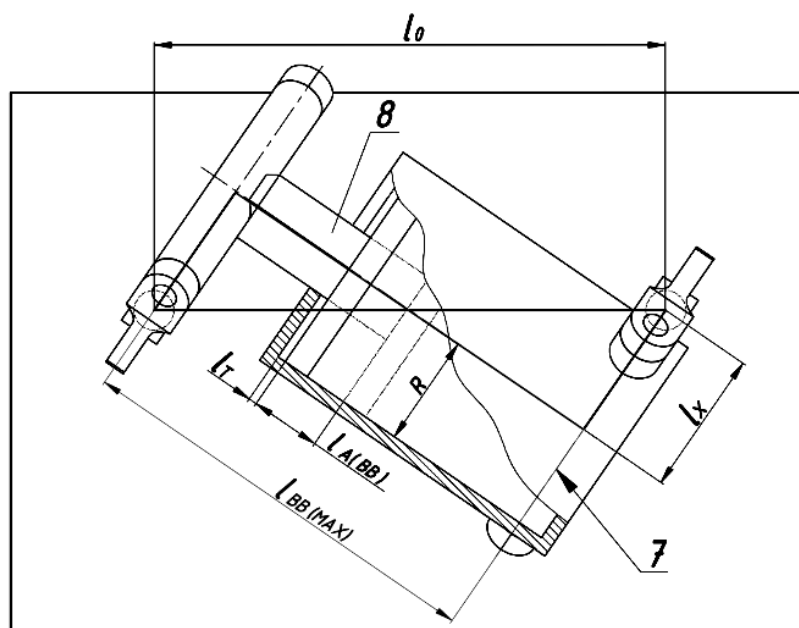


Рис. 3.19. Розроблена машина для обробки деталей – вид зверху, б – вид спереду

На основі прямокутного трикутника, утвореного у горизонтальній площині (рис. 3.18), запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3.90)$$

Відстань  $l_{BB(MIN)}$  також можна визначити наступним чином:



$$l_{BB(MIN)} = l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R, \quad (3.91)$$

де  $l_R$  – відстань від центру кінематичної пари веденого валу та робочої ємності до внутрішнього торця ємності.

Запишемо вираз (3.90) з урахуванням (3.91):

$$l_0 = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3.92)$$

Максимальну відстань  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності можна також визначити за виразом (3.6). У процесі експлуатації машини відстань між геометричними осями вилок  $l_{BB}$  буде змінюватися. Амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення шатуна вздовж у середині ємності можна визначити за представленим вище виразом (3.35)

Підставимо у рівняння (3.35) вираз (3.6):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{BB(MIN)}. \quad (3.93)$$

Запишемо рівняння (3.93) з урахуванням виразу (3.90):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{BB(MIN)}. \quad (3.94)$$

Для розрахунку  $l_{A(BB)}$  також можна записати рівняння (3.93) з урахуванням виразів (3.91) та (3.92):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{ДЛ} - l_{PC(MIN)} + l_R. \quad (3.95)$$

За допомогою рівнянь (3.94) та (2.95), із використанням відмінних вихідних геометричних параметрів, можна розрахувати амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення шатуна у середині робочої ємності, що є необхідним під час конструювання даного типу обладнання.

На рис. 3.18 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому шатун буде знаходитися у крайньому лівому положенні ємності. Лівий внутрішній торець ємності буде максимально наближеним до торця шатуна. Для унеможливлення зіткнення торця ємності з торцем шатуна та заклинювання механізму машини в цілому, необхідно забезпечити між цими торцями утворення відповідного зазору  $l_T$ . Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах приблизно 10% від довжини  $l_{BB(MIN)}$ :

$$l_T = 0,1 \cdot l_{BB(MIN)}. \quad (3.96)$$

Специфіка даної машини заключається в тому, що в процесі її роботи буде циклічно змінюватися корисний об'єм робочої ємності  $V_{PC}$  від максимального  $V_{PC(MAX)}$  до мінімального  $V_{PC(MIN)}$ , що повинно створювати умови для підвищення інтенсивності руху робочого масиву. Це необхідно враховувати при конструюванні, як самого обладнання, так і при розробці технологічних процесів обробки деталей на стадії проектування, зокрема при встановленні раціональної межі заповнення ємності робочим масивом. Об'єм робочої ємності можна наступним чином:

$$V_{PC} = \pi \cdot R^2 \cdot l_{PC}, \quad (3.97)$$

де  $R$  – внутрішній радіус ємності,  $l_{PC}$  – відстань між внутрішніми протилежними торцями ємності.

За виразом (3.97) можна розрахувати об'єм ємності без урахування розташованої в середині неї додаткової рухомої ланки. Корисний об'єм ємності буде обмежений її внутрішньою циліндричною стінкою, торцем ємності, а також рухомим торцем шатуна. Відстань між торцем ємності та рухомим торцем шатуна буде змінюватися від мінімальної  $l_{PC(MIN)}$  до максимальної  $l_{PC(MAX)}$ :

$$l_{PC(MIN)} = l_{PC} - l_T - l_A - l_D. \quad (3.98)$$

$$l_{PC(MAX)} = l_{PC} - l_T - l_D. \quad (3.99)$$

Відповідно, з урахуванням виразів (3.98) та (3.99), можна записати вирази для розрахунку мінімального  $V_{PC(MIN)}$  та максимального  $V_{PC(MAX)}$  об'ємів ємності:

$$V_{PC(MIN)} = \pi \cdot R^2 \cdot (l_{PC} - l_T - l_A - l_D). \quad (3.100)$$

$$V_{PC(MAX)} = \pi \cdot R^2 \cdot (l_{PC} - l_T - l_D). \quad (3.101)$$

Основний геометричний параметр машини, яким необхідно задаватися на початку її конструювання – це мінімальний об'єм робочої ємності. На основі мінімального об'єму робочої ємності  $V_{PC(MIN)}$ , можна розрахувати  $l_{PC(MIN)}$ :

$$l_{PC(MIN)} = \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2}. \quad (3.102)$$

Виходячи з геометричних міркувань (рис. 3.18), запишемо нерівність (3.89) наступним чином:

$$l_{PC(MIN)} + l_{ДЛ} - l_R > l_B, \quad (3.103)$$

де  $l_{ДЛ}$  – довжина шатуна (додаткової рухомої ланки) від вісі в обертальній кінематичній парі з'єднання з ведучою вилкою до площини торця, який виконує зворотно-поступальне переміщення в середині ємності,  $l_R$  – відстань від геометричної вісі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого зовнішнього торця ємності, при відповідному положенні рухомих ланок машини. Величину  $l_R$  слід приймати в межах приблизно 15% від довжини  $l_{PC(MIN)}$ .

Запишемо нерівність (3.103) з урахуванням рівняння (3.102), а також з урахування відсоткового значення  $l_R$ :

$$0,85 \cdot \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2} + l_{ДЛ} - l_R > l_B. \quad (3.104)$$

Вираз (3.64) з урахуванням лівої частини нерівності (3.76) буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{\left( \left( 0,85 \cdot \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2} + l_{ДЛ} - l_R \right) + l_B \right)^2 - l_B^2}. \quad (3.105)$$

Дотримуючись нерівності (3.104) можна забезпечити безперешкодне функціонування машини без заклинювання її просторового механізму, а за виразами (3.94) – (3.101) розрахувати необхідні конструктивні параметри машини.

Таким чином, запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном,

аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних параметрів машини.

### 3.5. Синтез та аналіз механізму машини, у якому ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу

Один із шляхів звільнення семиланкового просторового механізму від пасивного зв'язку – це збільшення класу однієї із кінематичних пар. Таким чином, було синтезовано [133] шестиланковий статично визначений просторовий механізм без пасивного зв'язку, у якому обертальну кінематичну пару п'ятого класу веденої вилки з робочою ємністю замінено на кінематичну пару четвертого класу з можливістю, як обертального руху веденої вилки відносно ємності, так і зворотно-поступального переміщення вилки вздовж напрямної ємності. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлена на рис. 3.20.

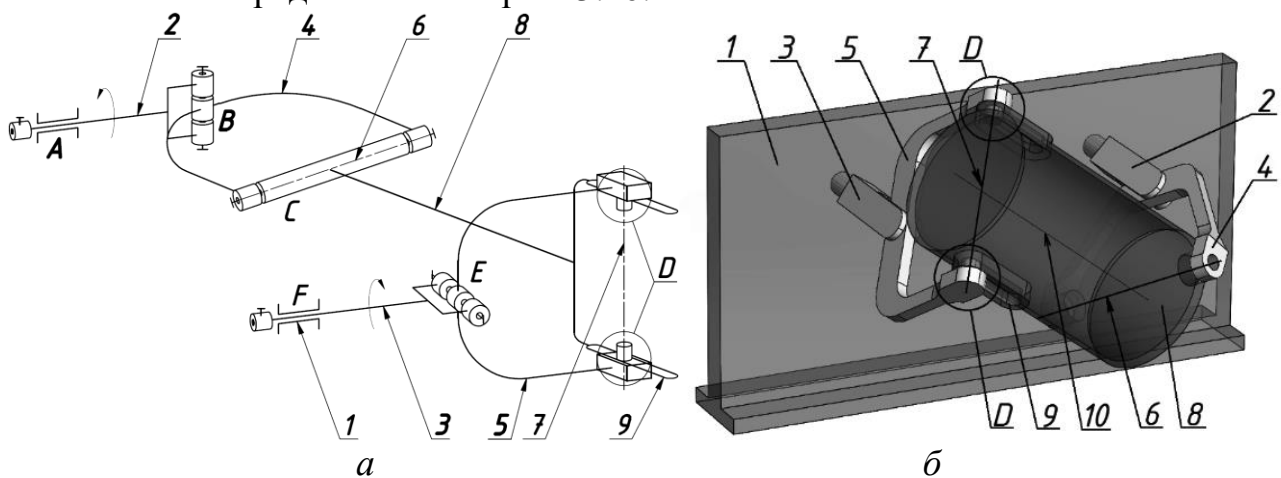


Рис. 3.20. Шестиланковий просторовий механізм машини з кінематичною парою четвертого класу: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, котрі встановлені у станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою вилкою 4 та веденою виделкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні осі яких 6 і 7 є осями кріплення робочої ємності 8. Робоча ємність 8 з'єднана з ведучою вилкою 4 за допомогою обертальної кінематичної пари п'ятого класу, а з веденою виделкою 5 за допомогою кінематичної пари четвертого класу  $D$  з можливістю, як обертального, так і зворотно-поступального переміщення веденої вилки 5 уздовж напрямних 9, які жорстко з'єднані з ємністю 8. Напрявні 9 розташовані паралельно поздовжній осі 10.

Застосування видовженої ємності 8, довжина якої перевищує відстань  $l_B$  між геометричними осями ведучої 4 чи веденої 5 вилок, спричиняє додаткове зворотно-поступальне переміщення веденої вилки 5 відносно напрямних 9 ємності 8 на відповідну амплітуду  $l_{A(BB)}$ . У процесі експлуатації машини відстань між геометричними осями кріплення вилок із ємності  $l_{BB}$  за рахунок кінематичної пари 4-го класу, циклічно змінюватися від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. За один повний оборот ведучого валу буде

відбуватися чотири зворотно-поступальні переміщення веденої вилки вздовж напрямних.

Мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  буде утворюватися, коли одна з осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною (рис. 3.21), максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  буде утворюватися при таких положеннях рухомих ланок машини, коли поздовжня вісь ємності проектується на вертикальну площину станини у натуральну величину (рис. 3.22), Позначення ланок на рис. 3.21 та рис. 3.22 співпадають з позначеннями на рис. 3.20.

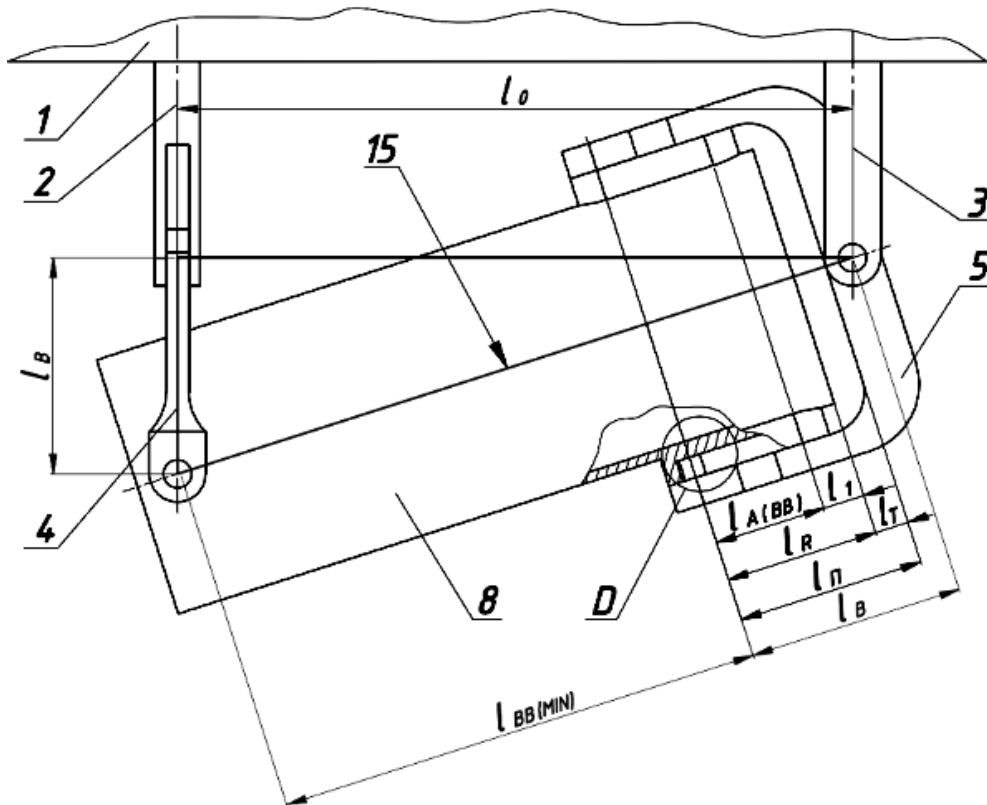


Рис. 3.21. Положення рухомих ланок машини, при якому буде утворюватися мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  між геометричними осями кріплення вилок з ємністю

Аналітичне дослідження даного механізму машини починали, задаючись геометричними наступними параметрами:  $l_{BB(MIN)}$  – мінімальна відстань між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності,  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої (веденої) вилок. Також необхідно, щоб виконувалася умова:

$$l_{BB(MIN)} > l_B. \quad (3.106)$$

Вираз для визначення відстані між осями ведучого і веденого валів  $l_0$  буде аналогічним до представлених вище виразів (3.51) та (3.78). Максимальну відстань  $l_{BB(MAX)}$  (рис. 3.22) між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності можна розрахувати із використанням рівняння (3.6).

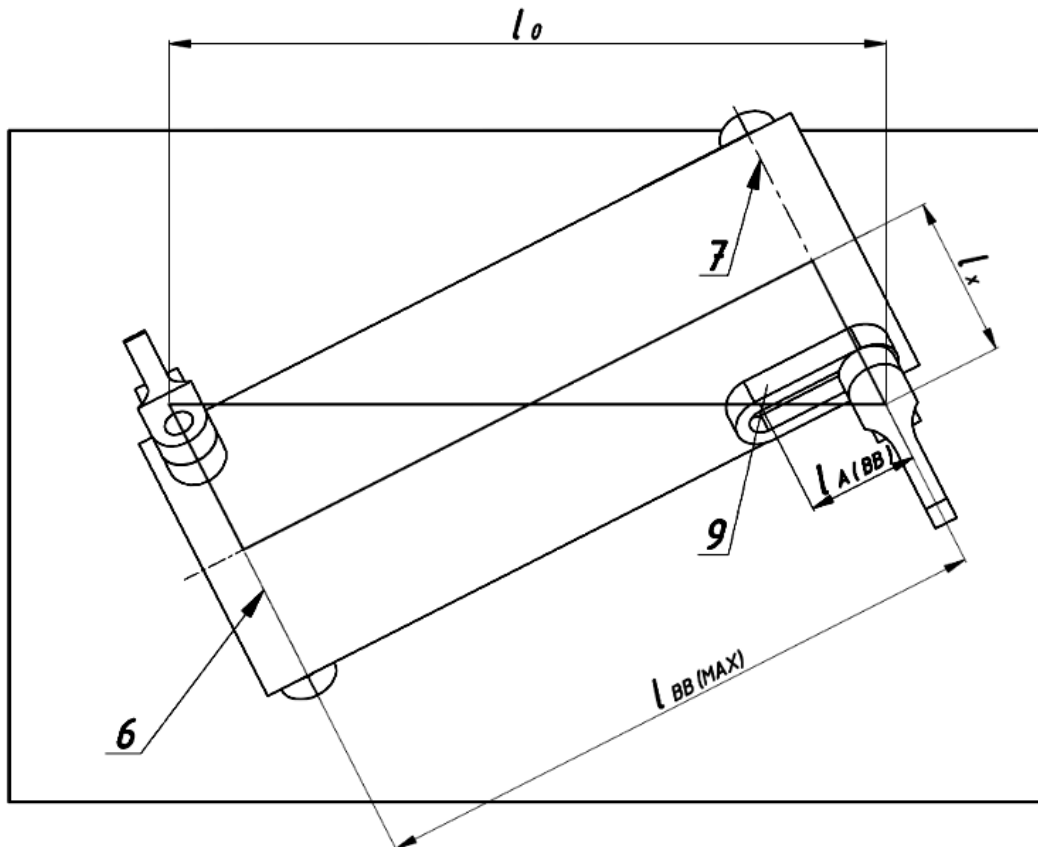


Рис. 3.22. Положення рухомих ланок машини, при якому буде утворюватися максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями кріплення вилок з ємністю

Як зазначалося вище, в процесі експлуатації машини буде змінюватися відстань між геометричними осями вилок, що буде відбуватися за рахунок зворотно-поступального переміщення веденої вилок вздовж напрямної. Амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення веденої вилок уздовж напрямної можна визначити за представленим вище виразами (3.35), (3.93) та (3.94).

Для розрахунку  $l_{A(BB)}$  також можна використати записане вище рівняння (3.57).

На основі рівнянь (3.57) та (3.94) можна розрахувати амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення веденої вилок уздовж напрямної, що необхідно при конструюванні даного типу обладнання.

У зв'язку зі зворотно-поступальним переміщенням робочої ємності, яке буде відбуватися, фактично, «в середині» веденої вилок, її необхідно виготовляти спеціальною формою, як представлено на рис. 3.21. На рис. 3.21 представлено таке положення рухомих ланок, при якому ведена вилок, по відношенню до ємності буде знаходитися в одному з крайніх положень. В результаті такого розташування, правий торець ємності буде максимально наближеним до грані веденої вилок. Для того, щоб унеможливити зіткнення торця ємності з веденою виделкою та подальше заклинювання механізму, необхідно забезпечити утворення відповідного зазору  $l_T$  між торцем ємності і гранню веденої вилок. Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах приблизно

10% від довжини  $l_{BB(MAX)}$ . Таким чином, запишемо вираз для розрахунку необхідної відстані  $l_{II}$ , яка буде забезпечувати вільний «прохід» ємності «в середині» веденої вилки:

$$l_{II} = l_R + l_T. \quad (3.107)$$

З урахуванням вищевикладеного, вираз (3.107) можна записати наступним чином:

$$l_{II} = l_R + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}, \quad (3.108)$$

де  $l_R$  – відстань від геометричної осі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого торця ємності, при відповідному положенні рухомих ланок машини. У свою чергу,  $l_R$  складається з:

$$l_R = l_{A(BB)} + l_1, \quad (3.109)$$

де  $l_1$  – відстань від геометричної осі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого торця робочої ємності, при такому положенні рухомих ланок машини, коли утворюється максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$ . Довжину  $l_1$  слід приймати, виходячи з конструктивних особливостей ємності, в межах приблизно 40% від довжини амплітуди  $l_{A(BB)}$ :

$$l_1 \approx 0,4 \cdot l_{A(BB)}. \quad (3.110)$$

Запишемо вираз (3.109) з урахуванням (3.110):

$$l_R = 1,4l_{A(BB)}. \quad (3.111)$$

Далі, підставимо значення виразу (3.111) у рівняння (3.108):

$$l_{II} = 1,4l_{A(BB)} + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.112)$$

Після чого, запишемо рівняння (3.112) з урахуванням виразу (3.94)

$$l_{II} = 1,4(\sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}^{\min}) + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.113)$$

Рівняння (3.113) дозволяє розрахувати необхідну відстань  $l_{II}$  між віссю кріплення веденої вилки з робочою ємністю і гранню веденої вилки, що забезпечує її функціонування без заклинювання.

Запропоновано статично визначений шестиланковий просторовий механізм машини [134] з кінематичною парою четвертого класу, аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних параметрів машини.

### 3.6. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Відомий розроблений механізм машини, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з повзуном, а повзун встановлений у станині з можливістю зворотно-поступально переміщення вздовж напрямної. В результаті чого вирішується проблема статичної невизначеності та збільшується амплітуда коливань робочої ємності, що створює умови для інтенсифікації руху робочого масиву. Однак, розташування поступальної кінематичної пари «у кінці» кінематичного ланцюгу може призвести до концентрації динамічних нерівномірних навантажень на рухомі ланки машини, з часом викликати їх деформації. Потужність від приводу машини, яка необхідна для забезпечення можливості

проковзування повзуна по напрямній, буде значно зменшена за рахунок її втрат на тертя у інших кінематичних парах машини тощо.

Було синтезовано просторовий семиланковий статично визначений механізм, у якого ведучий вал кінематично з'єднаний з повзуном, що, у свою чергу, встановлений у станині з можливістю зворотно-поступально переміщення вздовж напрямної. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 3.23.

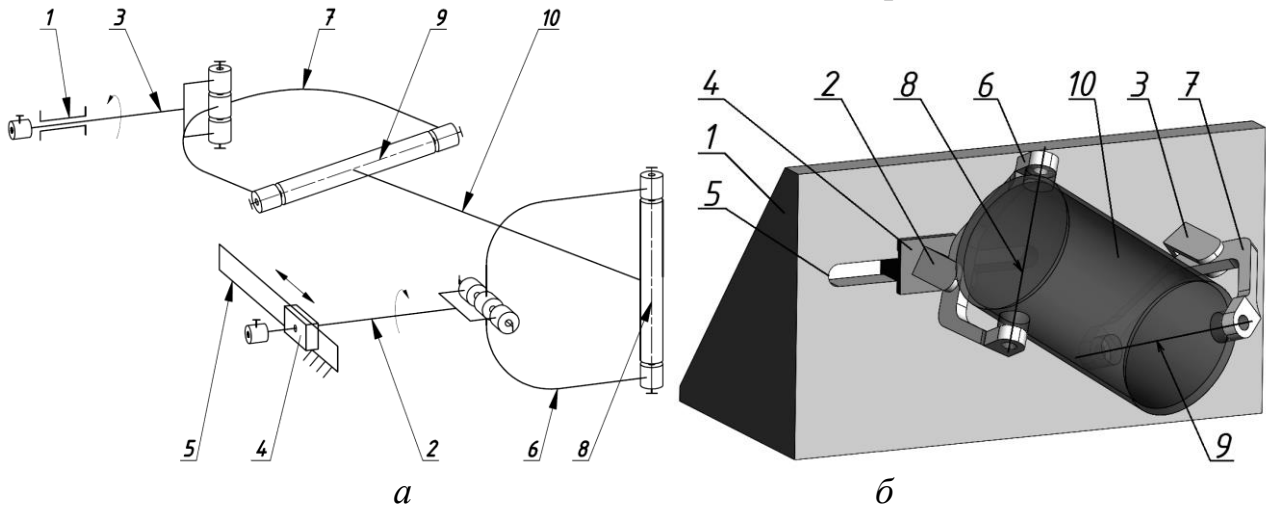


Рис. 3.23. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою повзуном: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі повзуна 4, який, в свою чергу, рухомо встановлений в горизонтальній напрямній 5. Ведений вал 3 встановлений в підшипниковій опорі станини 1. Осі ведучого 2 та веденого 3 валів паралельні між собою. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 6 та веденою вилкою 7 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні осі 8 та 9 яких є вісями кріплення робочої ємності 10.

У процесі експлуатації даного механізму машини, за рахунок утвореної поступальної кінематичної пари, відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{0(MIN)}$  до максимального  $l_{0(MAX)}$  значення. Максимальна відстань  $l_{0(MAX)}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок (рис. 3.24, а), коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною. Мінімальна відстань  $l_{0(MIN)}$  виникатиме в таких положеннях (рис. 3.24, б), коли робоча ємність машини буде проектуватися в натуральну величину на вертикальну площину станини.

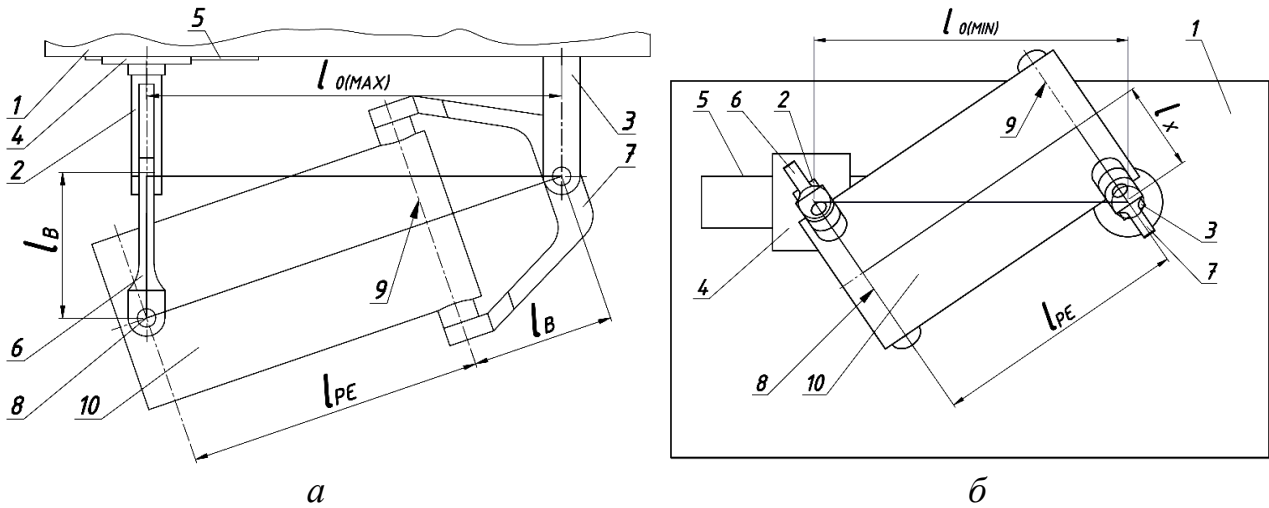


Рис. 3.24. Положення рухомих ланок машини, при яких буде утворюватися: *a* – максимальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів, *б* – мінімальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів

При конструюванні такого механізму машини, виникає необхідність у точному розрахунку амплітуди  $l_{A(0)}$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу, яку можна визначити як різницю максимальної та мінімальної відстані, що утворюється між осями ведучого та веденого валів. Для розрахунку даного геометричного параметру можна використовувати схожу методику, яка представлена у попередньому розділі, що застосовується для розрахунку зворотно-поступального переміщення веденого валу, який кінематично з'єднаний з повзуном:

$$l_{A(0)} = l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}. \quad (3.114)$$

Виходячи з геометричних міркувань, максимальну  $l_{0(MAX)}$  та мінімальну  $l_{0(MIN)}$  відстань можна визначити з прямокутного трикутника, утвореного в горизонтальній проекції машини:

$$l_{0(MAX)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2}. \quad (3.115)$$

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4l_X^2}. \quad (3.116)$$

Запишемо вираз (3.116) з урахуванням рівняння (3.5):

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.117)$$

З урахуванням (3.115) та (3.117), вираз для розрахунку амплітуди  $l_a$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу буде мати вигляд:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.118)$$

Або

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \frac{l_{PC}}{\sin \alpha}, \quad (3.119)$$

де  $\alpha$  – кут повороту ведучого валу.

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний з ведучим валом машини та з можливістю зворотно-поступального



переміщення встановлений у станині. У зв'язку з цим, у даній конструкції машини, необхідно забезпечити передачу постійного обертового руху на рухомий ведучий вал.

### 3.7. Розробка приводів машини, які забезпечують передачу обертового руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення

У розділі 3.7 синтезовано просторовий механізм машини, що потребує використання спеціальних конструкцій механічних приводів, які будуть забезпечувати передачу обертового руху на ведучий вал машини, який виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення. Таким чином, було розроблено три конструкції таких приводів машини: привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму [135]; привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму [136]; привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна [137].

#### 3.7.1. Привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму

Кінематична схема просторового механізму [138] з технологічним приводом, який містить двохкулісний механізм представлена на рис. 3.25.

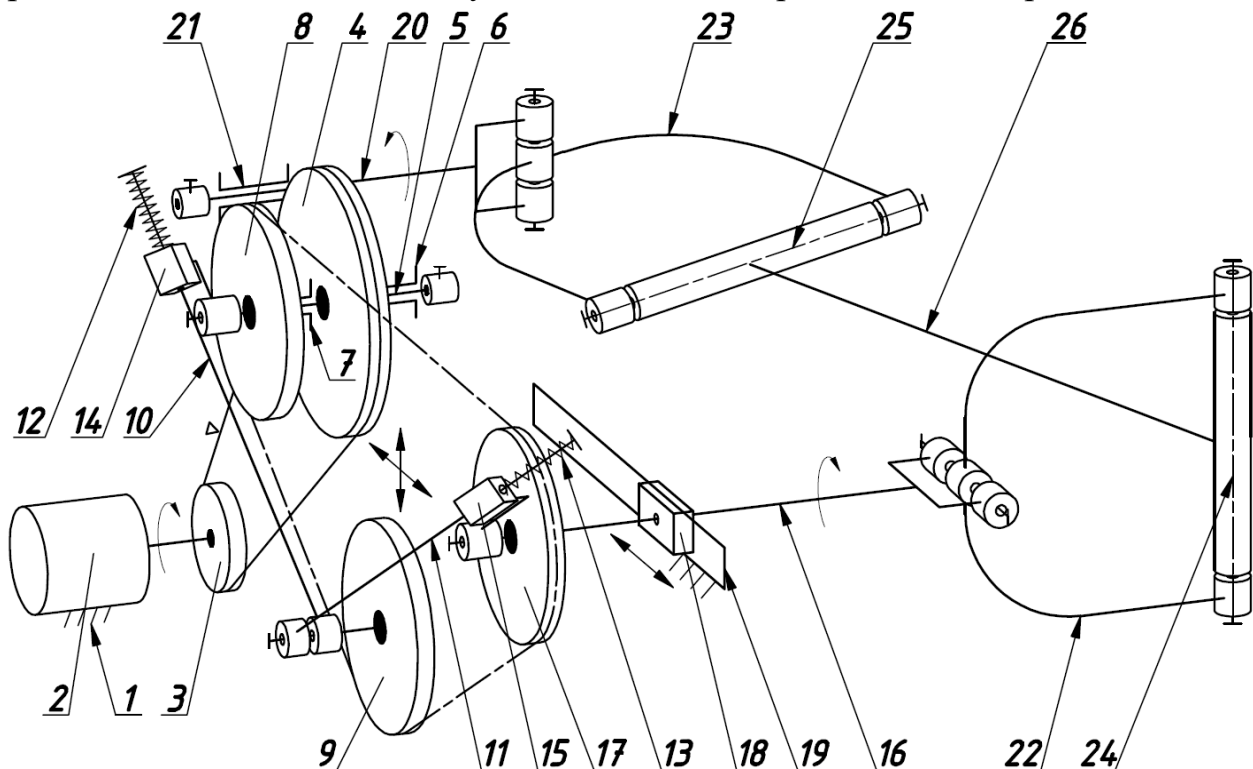


Рис. 3.25. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить двохкулісний механізм

Машини містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з

першою 10 та другою 11 кулісами, що, за допомогою пружин 12 та 13 відповідно, встановлені в кулісних каменях 14 та 15. Кулісний камінь 14, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з валом привода 5, а кулісний камінь 15, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з ведучим валом 16. Ведена зірочка 17 жорстко закріплена на ведучому валу 16, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, ведений вал 20 встановлений в підшипниковій опорі 21. Ведучий 16 та ведений 20 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 22 та веденою 23 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 24 і 25 є вісями кріплення робочої ємності 26.

Машина для обробки деталей буде працювати наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, що призначена для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу привода 5, передається на ведучу зірочку 8 ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою ланцюгової передачі, передається на проміжну зірочку 9 та ведену зірочку 17. Таким чином, обертальний рух веденої зірочки 17, що жорстко закріплена на ведучому валу 16, встановленому в підшипниковій опорі повзуна 18, передається до ведучої вилки 22, котра через вісь 24 обертає робочу ємність 26, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі 27. Такий складний просторовий рух ємності 26 передається через вісь 25 до веденої вилки 23 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 20, який встановлений в підшипниковій опорі 21.

Окрім обертального руху, ведучий вал 16, який встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18, виконує додаткове зворотно поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 19. Ведучий вал 16, за один свій повний оберт, виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, разом з ведучим валом 16, зворотно поступальне переміщення буде виконувати і ведена зірочка 17 ланцюгової передачі. Окрім обертального руху, проміжна зірочка 9 буде додатково рухатися у вертикальній площині, здійснюючи вертикальну та горизонтальну складову переміщення. Перша куліса 10 та друга куліса 11, що кінематично з'єднані з проміжною зірочкою будуть одночасно виконувати обертальний рух відносно вісі проміжної зірочки 9 та поступальне переміщення відносно кулісних каменів 14 та 17 відповідно. Пружини 12 та 13, при русі першої куліси 10 та другої куліси 11 відносно кулісних каменів 14 та 17 відповідно, унеможливлуватимуть «негативне» інерційне переміщення рухомих елементів привода машини.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу забезпечує шарнірна складова даного привода (двохкулісний шарнірний механізм), яка кінематично з'єднана з ланцюговою передачею. Кінематична схема шарнірної складової привода машини при двох крайніх положеннях повзуна 18 представлена на рис. 3.26 (позначення ланок на рис. 3.26 співпадають з позначенням ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 3.25).

Для раціональної роботи приводу машини необхідно виконати синтез даної шарнірної складової. Виконаний синтез механізму дасть можливість забезпечити утворення кутів тиску в обертальних кінематичних парах у допустимих межах, а також дозволить отримати рівняння для розрахунку раціональної довжини ланцюга ланцюгової передачі та амплітуди переміщення зірочок.

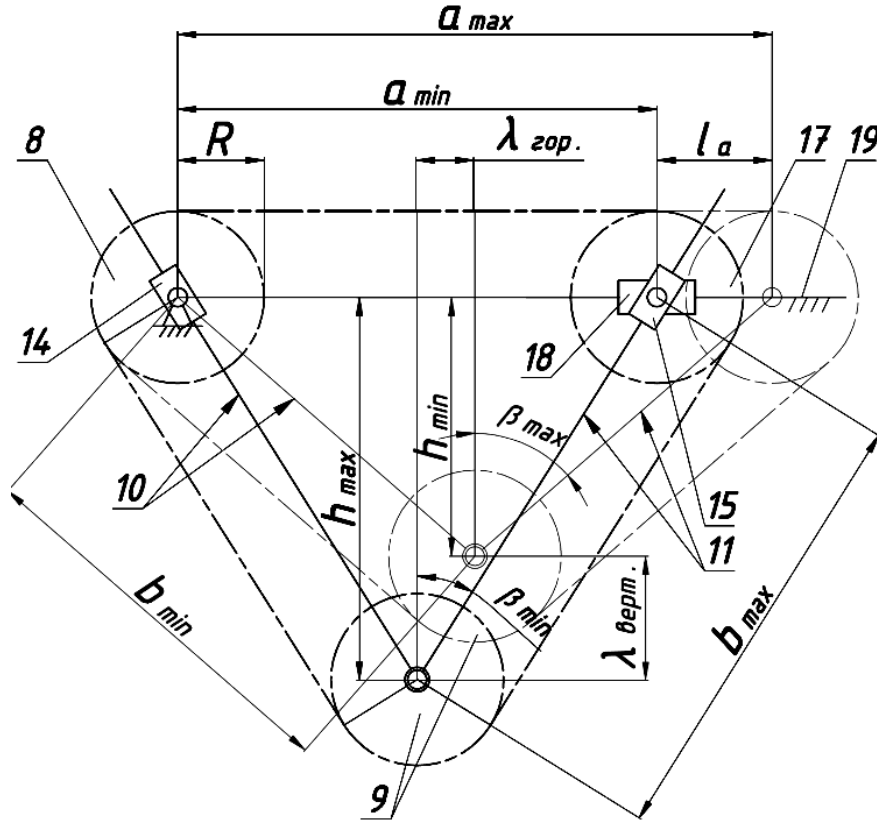


Рис. 3.26. Кінематична схема двохкулісного шарнірного механізму приводу машини

Таким чином, при положенні рухомих ланок механізму, що відповідають утворенню максимальної відстані  $a_{max}$ , в обертальній кінематичній парі з'єднання двох куліс буде виникати максимальне значення кута тиску  $\beta_{max}$ . Відомо [121], для того, щоб уникнути заклинювання шарнірного механізму в процесі його експлуатації граничне значення кута тиску в будь-якій його кінематичній парі не повинно перевищувати  $60^\circ$ , а для довговічної роботи механізму рекомендовано [121], щоб максимальне значення кута тиску не перевищувало  $40^\circ$ . Отже, прийнемо максимальним значенням кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} \leq 40^\circ. \quad (3.120)$$

Виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення максимального значення кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} = \arctg \frac{0,5 \cdot a_{max}}{h_{min}}, \quad (3.121)$$

де  $a_{max}$  – максимальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17,  $h_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та центром горизонтальної прямої  $a_{max}$ .

У свою чергу  $a_{max}$  можна визначити наступним чином:

$$a_{max} = a_{min} + l_{A(0)}, \quad (3.122)$$

де  $a_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17.

Приймаючи до уваги вираз (3.118), рівняння (3.122) буде мати вигляд:

$$a_{max} = a_{min} + \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.123)$$

Запишемо вираз для визначення необхідної довжини ланцюга  $l_l$ . Довжина ланцюга  $l_l$  буде складатися з суми довжин трьох прямих ділянок, що відповідають відстаням між центрами обертання кожної із зірочок та трьох криволінійних ділянок, що охоплюють зірочки по їх ділильному колу та в сумі дорівнюють довжині одного повного ділильного кола зірочки.

$$l_l = a_{max} + 2b_{min} + 2\pi R, \quad (3.124)$$

де  $b_{min}$  – відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та веденої зірочки 17 (ведучої зірочки 8), коли між ведучою зірочкою 8 та веденою зірочкою 17 утворюється відстань  $a_{max}$ ,  $R$  – радіус зірочок.

Вираз, для визначення відстані  $b_{min}$ , матиме вигляд:

$$b_{min} = \sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2}. \quad (3.125)$$

Запишемо рівняння (3.124) з урахуванням виразу (3.125):

$$l_l = a_{max} + 2\sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (3.126)$$

Виразимо значення  $h_{min}$  з виразу (3.121):

$$h_{min} = 0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max}. \quad (3.127)$$

За виразом (3.127) можна розрахувати значення  $h_{min}$ , попередньо задавшись величиною  $a_{max}$  та обравши значення максимального кута тиску  $\beta_{max}$  в допустимих межах. Далі, підставимо вираз (3.127) у рівняння (3.126):

$$l_l = a_{max} + 2\sqrt{(0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max})^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (3.128)$$

За допомогою рівняння (3.128), на основі заданих значень  $a_{max}$  та  $\beta_{max}$ , виникає можливість визначити необхідну довжину ланцюга  $l_l$ .

При конструюванні даного приводу машини виникатиме необхідність точного визначення переміщення центру обертання проміжної зірочки 9. Під час зворотно-поступального переміщення повзуна 18 разом із веденою зірочкою 17, центр обертання проміжної зірочки 9 буде виконувати пласке переміщення з вертикальною та горизонтальною складовою. Запишемо вирази для визначення амплітуди вертикальної  $\lambda_{верт.}$  та горизонтальної  $\lambda_{гор.}$  складової переміщення центру обертання проміжної зірочки 9:

$$\lambda_{верт.} = h_{max} - h_{min}. \quad (3.129)$$

$$\lambda_{гор.} = 0,5l_a. \quad (3.130)$$

Запишемо вираз (2.130) з урахуванням рівняння (3.118):

$$\lambda_{гор.} = 0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} - 0,5\sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.131)$$

Виразимо з рівняння (3.126) значення  $h_{min}$ :

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\max} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\max})^2}{4}}. \quad (3.132)$$

За аналогічним принципом можна записати вираз для визначення  $h_{\max}$ :

$$h_{\max} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\min} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\min})^2}{4}}. \quad (3.133)$$

Підставимо рівняння (3.132) та (3.133) у вираз (3.130):

$$\lambda_{\text{верт.}} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\min} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\min})^2}{4}} - \sqrt{\frac{(l_l - a_{\max} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\max})^2}{4}}. \quad (3.134)$$

За рівняннями (3.131) та (3.134) можна розрахувати вертикальну та горизонтальну складову переміщення центру обертання проміжної зірочки. Відповідно, повне переміщення  $\lambda_{\text{повн.}}$  центру обертання проміжної зірочки можна розрахувати наступним чином:

$$\lambda_{\text{повн.}} = \sqrt{\begin{aligned} &0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} - \\ &- 0,5\sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} + \\ &+ \sqrt{\frac{(l_l - a_{\min} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\min})^2}{4}} - \\ &- \sqrt{\frac{(l_l - a_{\max} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\max})^2}{4}} \end{aligned}}. \quad (3.135)$$

Розроблено варіант механічного приводу, який забезпечує передачу обертального руху на ведучий вал машини, який виконує одночасне додаткове зворотно-поступальне переміщення, виконано синтез його шарнірної складової та проведено аналітичне дослідження його основних геометричних та конструктивних параметрів.

### 3.7.2. Привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму

Також було розроблено [139] інший варіант, аналогічного за функціональним призначенням, механічного приводу машини. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить коромисло-повзунний механізм представлена на рис. 2.27.

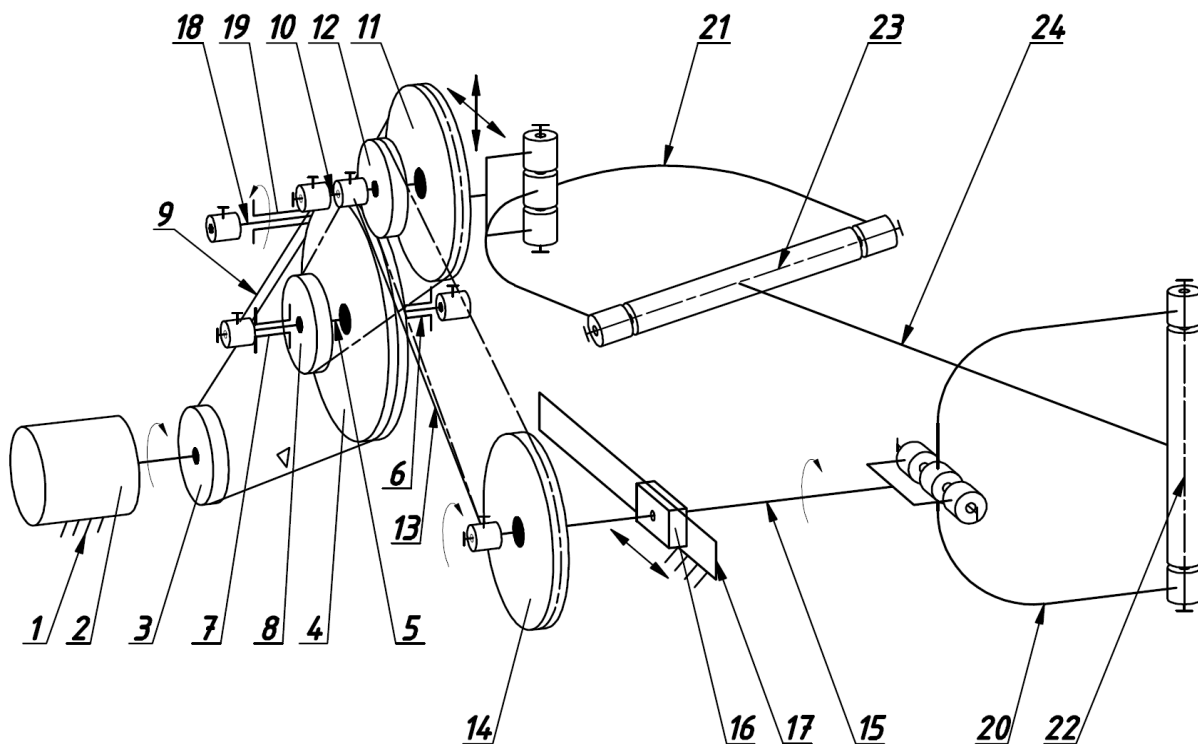


Рис. 3.27. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить коромисло-повзунний механізм

Машина містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 жорстко закріплена ведуча зірочка 8 першої ланцюгової передачі, окрім того, вал привода 5 кінематично з'єднаний з нижньою головкою коромисла 9. Коромисло 9, верхньою головкою кінематично з'єднане з рухомим валом привода 10, на якому жорстко закріплені ведена зірочка 11 першої ланцюгової передачі, ведуча зірочка 12 другої ланцюгової передачі. Рухомий вал 10 кінематично з'єднаний з верхньою головкою шатуна 13. Ведена зірочка 14 другої ланцюгової передачі жорстко закріплена на ведучому валу 15, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 16 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 17, окрім того, ведучий вал 15 кінематично з'єднаний з нижньою головкою шатуна 13. Ведений вал 18 встановлений в підшипниковій опорі 19. Ведучий 15 та ведений 18 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 20 та веденою 21 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 22 і 23 являються вісями кріплення робочої ємності 24.

Така машина буде працювати наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, передається на ведучу зірочку 8 першої ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою першої ланцюгової передачі, передається на ведену зірочку 11, яка буде обертатися з однаковою кутовою швидкістю разом з рухомим валом 10, а також жорстко закріпленою на ньому ведучою зірочкою 12 другої

ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 12, за допомогою другої ланцюгової передачі, передається на ведену зірочку 14, що жорстко закріплена на ведучому валу 15, встановленому в підшипниковій опорі повзуна 16, передається до ведучої вилки 20, котра через вісь 22 обертає робочу ємність 24, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий складний просторовий рух робочої ємності 24 передається через вісь 23 до веденої вилки 21 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 18, який встановлений в підшипниковій опорі 19.

Окрім обертального руху, ведучий вал 15, який встановлений в підшипниковій опорі повзуна 16, виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 17. Ведучий вал 15, за один свій повний оберт, виконує чотири зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 17. Разом з тим, зворотно-поступальне переміщення ведучого валу 15 спричинятиме обертання коромисла 9 та плоско-паралельний рух шатуна 13. Рухомий вал 10 разом з верхньою головкою коромисла 9 буде виконувати коливальне переміщення відносно осі валу привода 5 по траєкторії з радіусом, що відповідає довжині коромисла 9. Таким чином, рухомий вал 10, за один повний оберт ведучого валу 15 виконує чотири коливальні переміщення відносно осі валу привода 5.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу забезпечує чотирьохланковий коромисло-повзунний шарнірний механізм приводу, кінематична схема якого представлена на рис. 3.28 (позначення ланок на рис. 3.28 співпадають з позначенням ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 3.27).

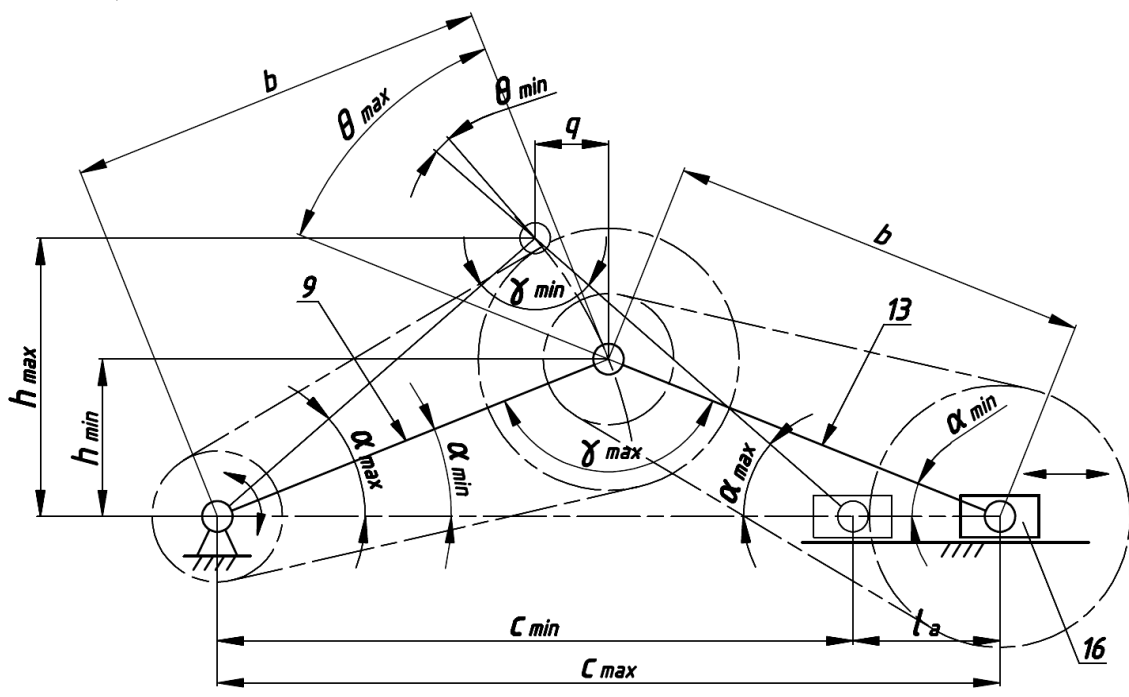


Рис. 3.28. Кінематична схема чотирьохланкового коромисло-повзунного шарнірного механізму приводу машини

Виконаємо синтез даного шарнірного механізму, суть якого буде полягати у визначенні раціональних довжин коромисла 9 та шатуна 13 на основі розрахованої за виразом (3.118) амплітуди зворотно-поступального переміщення повзуна 16 при одночасному забезпеченні утворення максимальних значень кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в кінематичних парах даного шарнірного механізму в допустимих межах.

При функціонуванні даного шарнірного механізму, в положенні рухомих ланок, що відповідають утворенню максимальної відстані  $c_{max}$ , в обертальній кінематичній парі «коромисло-шатун» буде виникати максимальне значення кута тиску  $\theta_{max}$ . А також при положенні рухомих ланок, що відповідають утворенню мінімальної відстані між центром обертання коромисла та кінематичною парою, в якій шатун з'єднаний з повзуном –  $c_{min}$ , в обертальній кінематичній парі «шатун-повзун» буде виникати максимальне значення кута тиску  $\alpha_{max}$ .

Відомо [121], що для довговічної роботи механізму максимальне значення кута тиску не повинно перевищувати  $40^\circ$ , отже:

$$\Theta_{max} \leq 40^\circ. \quad (3.136)$$

Таким чином, з урахуванням (2.136), запишемо вираз для визначення мінімального значення кута тиску  $\alpha_{min}$ :

$$\alpha_{min} = \frac{90^\circ - \Theta_{max}}{2}. \quad (3.137)$$

Далі, виходячи з геометричних міркувань, було отримано вираз для визначення довжин  $b$  коромисла та шатуна:

$$b = \frac{c_{max} \cdot \sin \alpha_{min}}{\sin \gamma_{max}}, \quad (3.138)$$

де  $\gamma_{max}$  – максимальне значення кута між коромислом та шатуном.

В свою чергу, кут  $\gamma_{max}$  можна визначити наступним чином:

$$\gamma = 90^\circ + \Theta. \quad (3.139)$$

Запишемо вираз (3.138) з урахуванням рівнянь (3.137) та (3.139):

$$b = \frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}. \quad (3.140)$$

При конструюванні даного шарнірного механізму виникає необхідність у розрахунку мінімальної  $h_{min}$  та максимальної  $h_{max}$  відстані по вертикалі між центром обертання коромисла та кінематичною парою «коромисло-шатун», що виникатиме при крайніх положеннях повзуна, а також розрахунку горизонтальної складової амплітуди переміщення  $q$  кінематичної пари «коромисло-шатун».

Виходячи з геометричних міркувань, отримано вирази для визначення  $h_{min}$  та  $h_{max}$ :

$$h_{min} = \sqrt{b^2 - (0,5 \cdot c_{max})^2}. \quad (3.141)$$

$$h_{max} = \sqrt{b^2 - (0,5 \cdot c_{min})^2}. \quad (3.142)$$

Запишемо вирази (3.141) та (3.142) з урахуванням (3.140):



$$h_{\min} = \sqrt{\left(\frac{c_{\max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{\max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{\max})}\right)^2} - 0,25 \cdot c_{\max}^2. \quad (3.143)$$

$$h_{\max} = \sqrt{\left(\frac{c_{\max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{\max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{\max})}\right)^2} - 0,25 \cdot c_{\min}^2. \quad (3.144)$$

Отримано вираз для визначення мінімальної відстані між центром обертання коромисла та кінематичною парою, в якій шатун з'єднаний з повзуном –  $c_{\min}$ :

$$c_{\min} = c_{\max} - l_{A(0)}. \quad (3.145)$$

З урахуванням рівняння (3.118), вираз (3.144) матиме вигляд:

$$c_{\min} = c_{\max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.146)$$

Запишемо вираз (3.144) з урахуванням рівняння (3.146):

$$h_{\max} = \sqrt{\left(\frac{c_{\max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{\max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{\max})}\right)^2} - 0,25 \cdot \left(c_{\max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}\right)^2. \quad (3.147)$$

Запишемо вираз для розрахунку горизонтальної складової амплітуди переміщення  $q$  кінематичної пари «коромисло-шатун»:

$$q = 0,5(c_{\max} - c_{\min}). \quad (3.148)$$

Рівняння (3.148) з урахуванням виразу (3.146) матиме вигляд:

$$q = 0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.149)$$

Після того як, з урахуванням допустимого максимального значення кута тиску  $\theta_{\max}$  в обертальній кінематичній парі «коромисло-шатун», отримано вирази для розрахунку основних геометричних параметрів шарнірного коромисло-шатунного механізму необхідно записати рівняння для розрахунку та перевірки максимального значення кута тиску  $\alpha_{\max}$  в обертальній кінематичній парі «шатун-повзун».  $\alpha_{\max}$  виникатиме при такому положенні рухомих ланок механізму, коли повзун займатиме своє крайнє ліве положення. Запишемо вираз для визначення косинуса кута  $\alpha_{\max}$ :

$$\cos \alpha_{\max} = \frac{c_{\min}}{2b}. \quad (3.150)$$

Далі запишемо вираз для визначення кута  $\alpha_{\max}$ :

$$\alpha_{\max} = \arccos\left(\frac{c_{\min}}{2b}\right) \leq 40^\circ. \quad (3.151)$$

Отримано вираз (3.151) з урахуванням рівняння (3.146):

$$\alpha_{\max} = \arccos\left(\frac{c_{\max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2b}\right) \leq 40^\circ. \quad (3.152)$$

Якщо при перевірці за виразом (3.152) максимальне значення кута тиску  $\alpha_{\max}$  в обертальній кінематичній парі «шатун-повзун» буде перевищувати допустиме значення, необхідно збільшувати відстань  $\alpha_{\max}$ , не змінюючи максимально допустимого значення кута тиску  $\theta_{\max}$ .

На основі попередньо отриманих виразів можна вивести рівняння для розрахунку відстані  $c_{\max}$ , що буде забезпечувати у відповідних кінематичних

парах механізму максимальні значення кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в допустимих межах. Для цього виразимо з рівняння (3.150) значення  $c_{min}$ :

$$c_{min} = 2b \cdot \cos \alpha_{max}. \quad (3.153)$$

Підставимо у вираз (3.150) рівняння (3.146) та (3.140), отримаємо:

$$c_{max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} = 2 \left( \frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})} \right) \cdot \cos \alpha_{max}. \quad (3.154)$$

Після арифметичних перетворень та скорочень вираз (3.125) матиме вигляд:

$$c_{max} = \frac{\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{1 - \frac{2 \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}}. \quad (3.155)$$

Приймаючи до уваги співвідношення геометричних параметрів та довжини ланок просторового механізму машини, що забезпечують відповідну амплітуду зворотно-поступального переміщення повзуна, а також попередньо прийнявши в допустимих межах максимальні значення кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в кінематичних парах шарнірного коромисло-повзунного механізму приводу, за допомогою рівняння (3.155) можна розрахувати раціональну максимальну відстань  $c_{max}$  між центром обертання коромисла та обертальною кінематичною парою «шатун-повзун», що є одним із головних геометричних параметрів шарнірного механізму при виконанні його проектування.

### 3.7.3. Привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна

Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, що містить ланцюгову передачу, у якій повзун кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної [140] представлена на рис. 3.29.

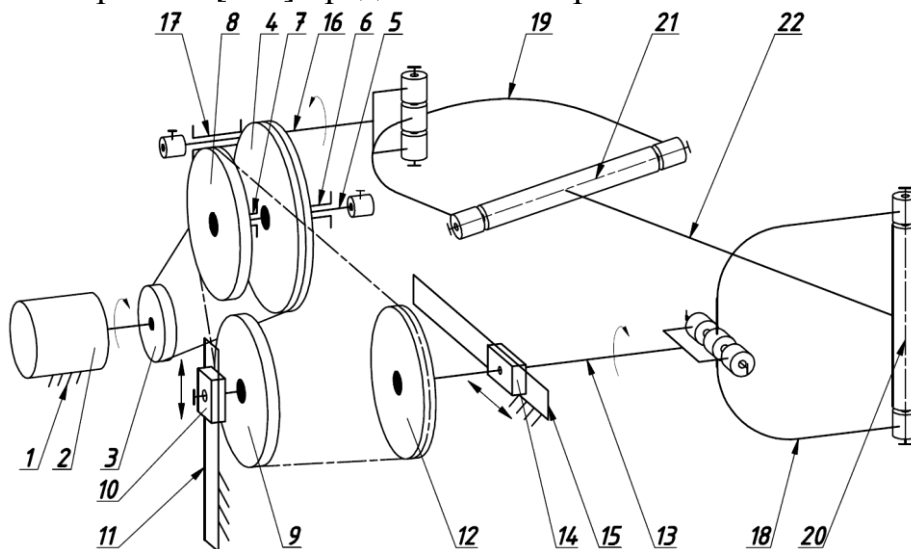


Рис. 3.29. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, що містить ланцюгову передачу, у якій повзун кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної

Машина для обробки деталей містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з другим повзуном 10, що встановлений в станині з можливістю зворотно-поступального руху вздовж вертикальної напрямної 11. Ведена зірочка 12 жорстко закріплена на ведучому валу 13, що встановлений в підшипниковій опорі першого повзуна 14 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 15, ведений вал 16 встановлений в підшипниковій опорі 17. Ведучий 13 та ведений 16 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 18 та веденою 19 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 20 і 21 являються вісями кріплення робочої ємності 22.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, що призначена для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу привода 5, передається на ведучу зірочку 8 ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою ланцюгової передачі, передається на проміжну зірочку 9 та ведену зірочку 12. Обертальний рух веденої зірочки 12, що жорстко закріплена на ведучому валу 13, встановленому в підшипниковій опорі першого повзуна 14, передається до ведучої вилки 18, котра через вісь 20 обертає робочу ємність 22, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий складний просторовий рух робочої ємності 21 передається через вісь 21 до веденої вилки 19 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 16, який встановлений в підшипниковій опорі 17. Окрім обертального руху, ведучий вал 13, який встановлений в підшипниковій опорі першого повзуна 14, виконує додаткове зворотно поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 15. Ведучий вал 13, за один свій повний оберт, виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 15, разом з ведучим валом 13, зворотно поступальне переміщення буде виконувати і ведена зірочка 12 ланцюгової передачі. Другий повзун 10, разом із проміжною зірочкою 9, з якою він кінематично з'єднаний, виконує зворотно-поступальне переміщення вздовж вертикальної напрямної 11. Другий повзун 10, за один повний оберт ведучого валу 13 виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж вертикальної напрямної 10.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу машини забезпечує, зокрема, та частина привода, яка складається з ланцюгової передачі та повзуна, який кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної. Кінематична схема цієї частини привода представлена на рис. 3.30.

Далі було виконано синтез представленої на рис. 3.30 частини привода з метою отримання виразів для розрахунку раціональних геометричних

параметрів, які будуть забезпечувати кут тиску  $\beta$  в кінематичній парі повзун-напрямна у допустимих межах.

При положенні рухомих елементів ланцюгової передачі, що відповідає утворенню максимальної відстані  $a_{max}$ , у кінематичній парі повзун-напрямна буде виникати максимальне значення кута тиску  $\beta_{max}$ . Згідно інформації, яка представлена у розділі 3.8.1, максимальне значення кута тиску не повинно перевищувати  $40^\circ$ .

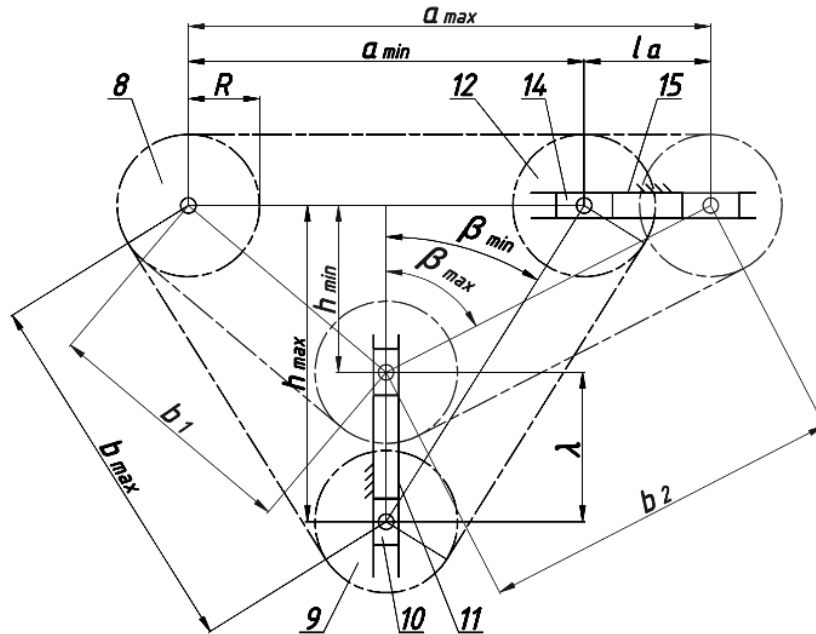


Рис. 3.30. Кінематична схема частини приводу, яка складається з ланцюгової передачі та повзуна, який кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної

Перед початком синтезу слід задаватися такими вихідними даними:  $\beta_{max}$ ;  $a_{max}$  – мінімальна відстань між ведучою та веденою зірочками;  $l_a$  – амплітуда зворотно поступального переміщення повзуна разом з веденою зірочкою.

Величину  $l_a$  розраховують за попередньо отриманими рівняннями (3.118) або (3.119), виходячи із синтезу просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний із ведучим валом.

Виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення максимального значення кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} = \arctg \frac{0,5 \cdot a_{min} + l_a}{h_{min}}, \quad (3.156)$$

де  $h_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання проміжної зірочки та центром горизонтальної прямої  $a_{max}$ .

Виразимо із рівняння (3.156)  $h_{min}$ :

$$h_{min} = \frac{0,5 \cdot a_{min} + l_a}{tg \beta_{max}}. \quad (3.157)$$

Запишемо вираз для визначення необхідної довжини ланцюга  $l$  ланцюгової передачі:

$$l = 2\pi R + a_{\min} + l_a + b_1 + b_2, \quad (3.158)$$

де  $R$  – радіус зірочок,  $b_1$  – відстань між центрами обертання проміжної та ведучої зірочок, коли ведена зірочка займає своє крайнє праве положення,  $b_2$  – відстань між центрами обертання проміжної та веденої зірочок, коли ведена зірочка займає своє крайнє праве положення.

Виходячи з геометричної побудови рухомих елементів, що утворюється в той час, як ведена зірочка займає своє крайнє праве положення, запишемо вирази для визначення величини  $b_1$  та  $b_2$ :

$$b_1 = \sqrt{0,25a_{\min}^2 + h_{\min}^2}. \quad (3.159)$$

$$b_2 = \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\sin \beta_{\max}}. \quad (3.160)$$

Запишемо вираз (3.159) з урахуванням рівняння (3.157):

$$b_1 = \sqrt{0,25a_{\min}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\operatorname{tg} \beta_{\max}}\right)^2}. \quad (3.161)$$

Вираз (3.158) з урахуванням рівнянь (3.160) та (3.161) буде мати вигляд:

$$l = 2\pi R + a_{\min} + l_a + \sqrt{0,25a_{\min}^2 + \left(\frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\operatorname{tg} \beta_{\max}}\right)^2} + \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\sin \beta_{\max}}. \quad (3.162)$$

Окрім того, довжину ланцюга  $l$  також можна визначити, виходячи з геометричної побудови рухомих елементів, що утворюється в той час, як ведена зірочка займає своє крайнє ліве положення:

$$l = 2\pi R + a_{\min} + 2b_{\max}, \quad (2.163)$$

де  $b_{\max}$  – відстань між центрами обертання проміжної та ведучої зірочок (проміжної та веденої зірочок), коли ведена зірочка займає своє крайнє ліве положення.

Із рівняння (2.163) виразимо значення  $b_{\max}$ :

$$b_{\max} = \frac{l - 2\pi R - a_{\min}}{2}. \quad (3.164)$$

Запишемо вирази для визначення мінімального значення кута тиску  $\beta_{\min}$  кінематичній парі повзун-напрямна та максимальної відстані  $h_{\max}$  між центром обертання проміжної зірочки та центром горизонтальної прямої  $a_{\max}$ :

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{0,5 \cdot a_{\min}}{b_{\max}}. \quad (3.165)$$

$$h_{\max} = b_{\max} \cos \beta_{\min}. \quad (3.166)$$

Запишемо рівняння (3.166) з урахуванням (3.164) та (3.165):

$$h_{\max} = \frac{l - 2\pi R - a_{\min}}{2} \cos \left( \arcsin \frac{0,5 \cdot a_{\min}}{b_{\max}} \right). \quad (3.167)$$

Для розрахунку  $h_{\max}$  також актуальним буде наступний вираз:

$$h_{\max} = \sqrt{0,25(l - 2\pi R - a_{\min})^2 - a_{\min}^2}. \quad (3.168)$$

Було синтезовано варіант механічного приводу, який забезпечує передачу обертального руху на ведучий вал машини, який виконує одночасне додаткове

зворотно-поступальне переміщення, проведено аналітичне дослідження його основних геометричних та конструктивних параметрів.

В цілому, розроблено три конструкції приводів, які будуть забезпечувати передачу крутного моменту на ведучий вал машини, який виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів, а також виконано аналітичне дослідження основних геометричних та конструктивних їх параметрів.

### 3.8. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом

Синтезовано [141] семиланковий статично визначений просторовий механізм машини, в якому введено додаткову рухому ланку кривошип із горизонтальною віссю обертання, який кінематично з'єднаний з веденим валом та станиною за допомогою обертальних кінематичних пар. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель машини представлена на рис. 3.31.

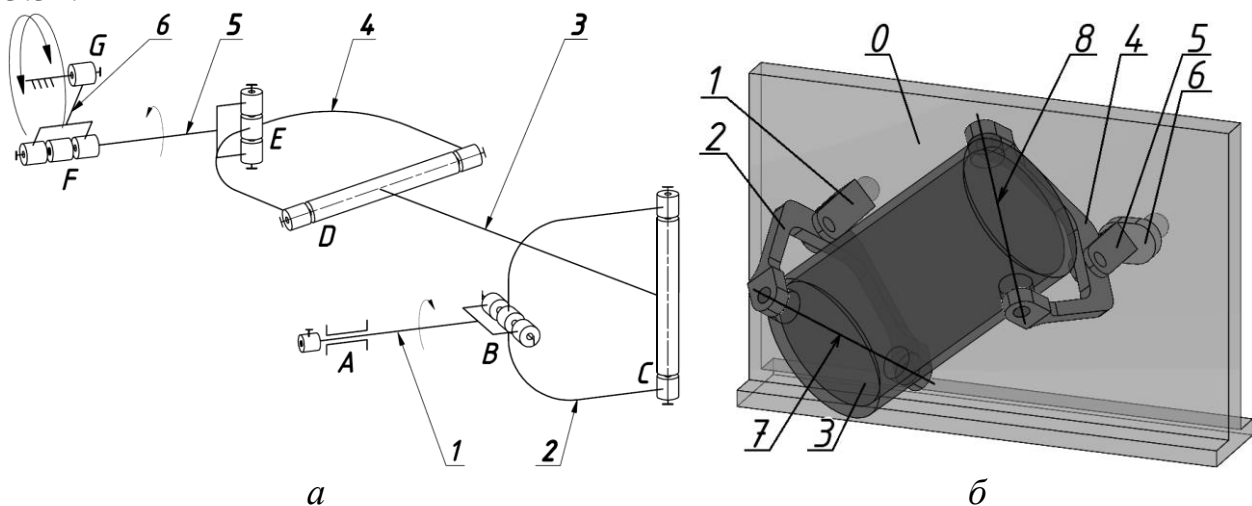


Рис. 3.31. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машина для обробки деталей містить станину 0, ведучий вал 1 встановлений в підшипниковій опорі станини, а ведений вал 5 кінематично з'єднаний з кривошипом 6, що встановлений в підшипниковій опорі станини з можливістю обертового руху у вертикальній площині. Ведучий 1 та ведений 5 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 2 та веденою 4 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 7 і 8 являються вісями кріплення робочої ємності 3.

Під час експлуатації механізму машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом 6 ведений вал 5, за один оберт ведучого валу 1, буде виконувати вісім додаткових обертань навколо горизонтальної вісі кривошипу 6. При розробці даного механізму важливим аспектом є визначення необхідної міжосьової довжини кривошипу. Розглянемо конструкцію даної машини, як представлена на рис. 3.32 (позначення ланок на рис. 3.32 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 3.31), при

такому положенні рухомих ланок, коли між вісями ведучого та веденого валів утворюється максимальна та мінімальна відстань.

У даній конструкції машини, аналогічно до конструкції машини дослідження якої представлені у розділі 3.7, у процесі експлуатації буде циклічно змінюватися відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів (рис. 3.32). Використовуючи отримане рівняння (3.118) можна розрахувати амплітуду  $l_{A(0)}$  переміщення веденого валу по відношенню до ведучого у проекції на вертикальну площину.

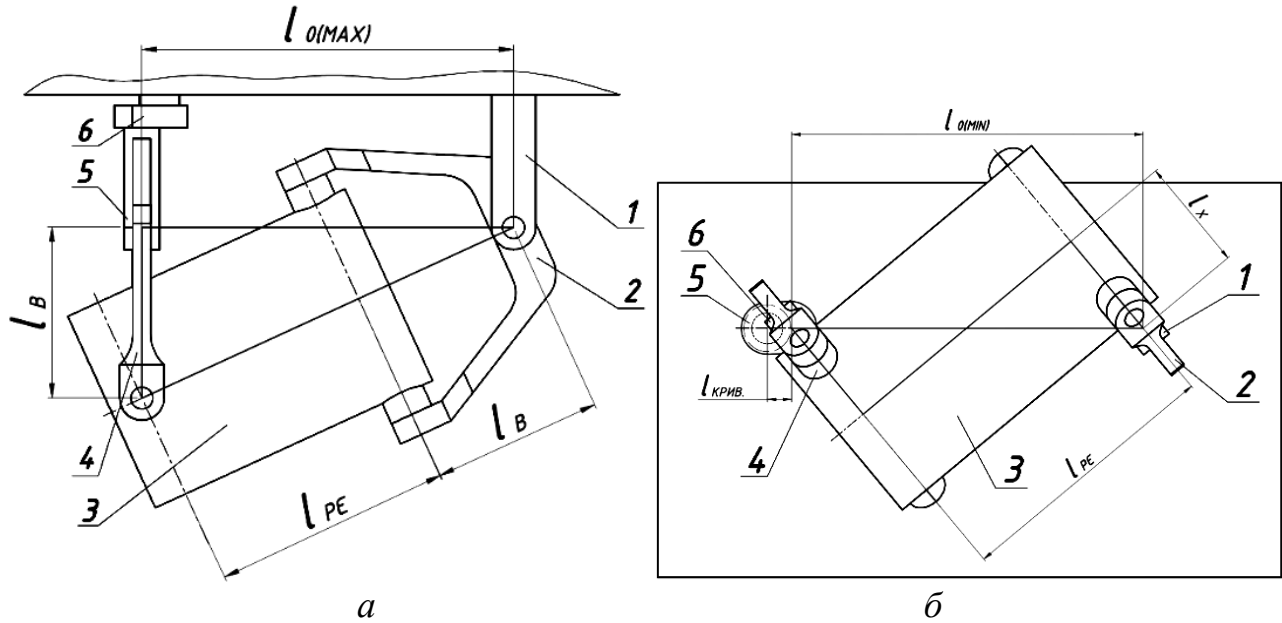


Рис. 3.32. Положення рухомих ланок машини, при яких буде утворюватися: *а* – максимальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів, *б* – мінімальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів

При розробці даної конструкції машини необхідно забезпечити, щоб центр обертання ведучого валу знаходився на одній горизонтальній прямій з центром обертання кривошипу, який кінематично з'єднаний з веденим валом. Відстань  $l_{0(СЕР)}$  між центрами обертання ведучого валу та кривошипу можна розрахувати наступним чином:

$$l_{0(СЕР)} = l_{0(MIN)} + l_K, \quad (3.169)$$

де  $l_K$  – довжина кривошипу.

Запишемо вираз (3.169) з урахуванням (3.117):

$$l_{0(СЕР)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} + l_K. \quad (3.170)$$

Далі, запишемо вираз для розрахунку раціональної довжини кривошипу:

$$l_K = \frac{l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}}{2}. \quad (3.171)$$

Або, з урахуванням виразів (3.115) та (3.117), рівняння (3.171) буде мати вигляд:

$$l_K = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (3.172)$$

Підставимо рівняння (3.172) у вираз (3.170):

$$l_{0(CEP)} = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (3.173)$$

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом [142], що за допомогою обертальних кінематичних пар з'єднаний з веденим валом та станиною, виконано аналітичне дослідження основних геометричних параметрів механізму машини.

### 3.9. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом

Було синтезовано [143] семиланковий статично визначений просторовий механізм машини, в якому введено додаткову рухому ланку коромисло із вертикальною віссю обертання, яке кінематично з'єднане з веденим валом та станиною за допомогою обертальних кінематичних пар. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 3.33.

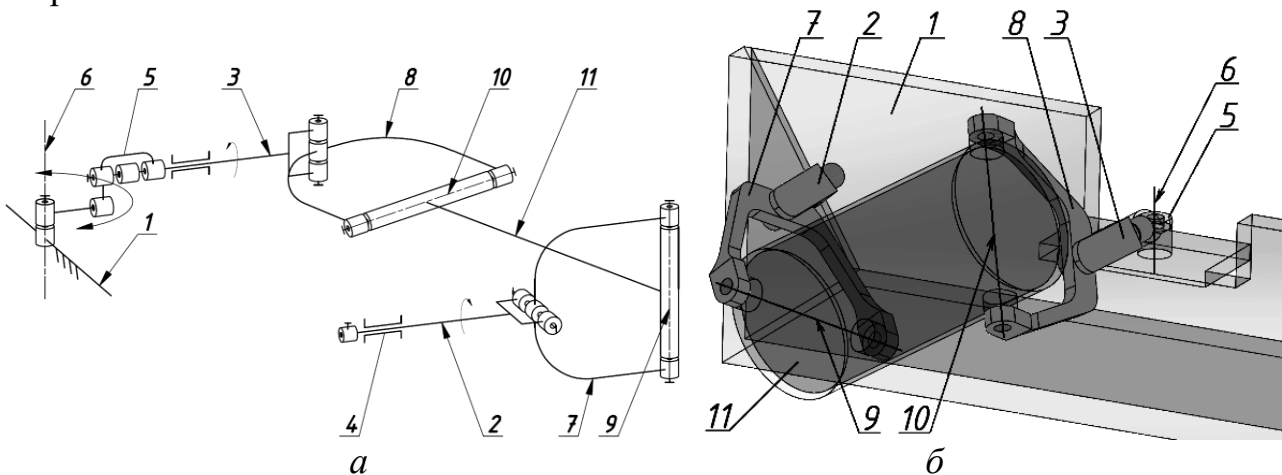


Рис. 3.33. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою коромислом: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Просторовий механізм машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, при чому, ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі 4, а ведений вал 3 кінематично з'єднаний з коромислом 5, яке, з можливістю коливального руху у горизонтальній площині відносно вертикальної вісі 6, рухомо встановлено у станині 1. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 7 та веденою 8 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 9 і 10 є вісями кріплення робочої ємності 11. Таким чином, збільшується амплітуда коливання робочої ємності, що зумовлена виникненням додаткового переміщення веденого (коливальне переміщення) валу.

При експлуатації механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом 5 ведений вал 3, за один оберт ведучого валу 2, буде виконувати вісім коливань на кут  $\delta$ . Основною задачею при розробці такої конструкції машини є визначення раціональної відстані  $l_0$  між горизонтальною віссю



ведучого валу 2 та вертикальною віссю обертання 6 коромисла 5, а також отримання виразу для визначення амплітуди коливання кута  $\delta$  веденого валу 3 в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

Розглянемо конструкцію даної машини, як представлена на рис. 3.34 (позначення ланок на рис. 3.34 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 3.33), при такому положенні рухомих ланок, коли ведений вал разом із коромислом займає своє крайнє праве положення.

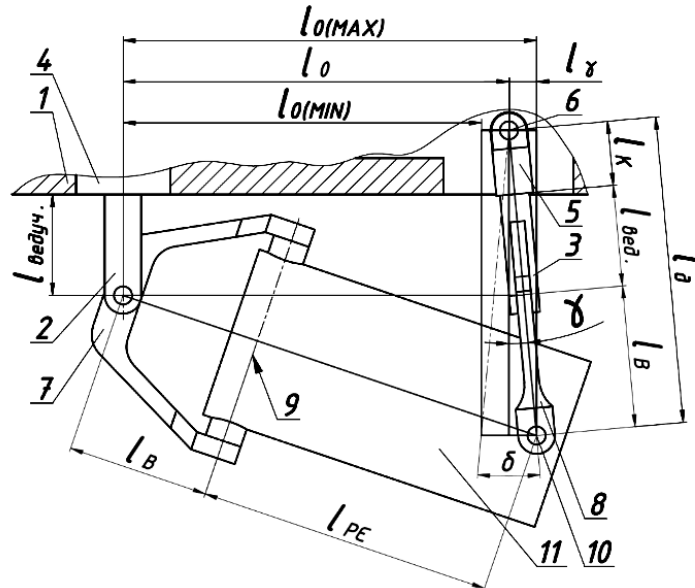


Рис. 3.34. Положення рухомих ланок машини, при якому ведений вал разом із коромислом займає своє крайнє праве положення

Визначити відстань  $l_0$  між горизонтальною віссю ведучого валу та вертикальною віссю обертання коромисла можна наступним чином:

$$l_0 = \frac{l_{0(MAX)} + l_{0(MIN)}}{2}. \quad (3.174)$$

Відстані  $l_{0(MAX)}$  та  $l_{0(MIN)}$  можна також розрахувати наступним чином:

$$l_{0(MAX)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2}. \quad (3.175)$$

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.176)$$

Запишемо рівняння (3.174) з рахуванням виразів (3.175) та (3.176):

$$l_0 = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (3.177)$$

За рівнянням (3.177) можна розрахувати раціональну відстань  $l_0$ , що відповідатиме середньому положенню кута коливання  $\delta$  коромисла разом з веденим валом машини. Амплітуда коливання кута  $\delta$  буде залежати від геометричних параметрів машини та визначається наступним чином:

$$\delta = 2\gamma, \quad (3.178)$$

де  $\gamma$  – кут коливання коромисла, при переміщенні з середнього положення. Кут  $\gamma$  можна визначити наступним чином:

$$\gamma = \arcsin \frac{l_\gamma}{l_\delta}, \quad (3.179)$$

де  $l_\gamma$  – різниця між відстанню  $l_{0(MAX)}$  ( $l_{0(MIN)}$ ) та  $l_0$ ;  $l_\delta$  – довжина відстані, яка включає в себе довжину коромисла  $l_K$ , довжину веденого валу  $l_{вед.}$  та довжину вилки  $l_\delta$  машини.

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_\delta$ :

$$l_\delta = l_\delta + l_{вед.} + l_K. \quad (3.180)$$

Коромисло довжиною  $l_K$ , в положенні, коли вісь веденого валу буде паралельною до вісі ведучого валу, не повинно виступало за межі станини машини.

В свою чергу,  $l_\gamma$  визначається наступним чином:

$$l_\gamma = \frac{l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}}{2}. \quad (3.181)$$

Запишемо вираз (3.181) з урахуванням рівнянь (3.175) та (3.176):

$$l_\gamma = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (3.182)$$

Вираз (3.178), з урахуванням (3.179), при підстановці у нього (3.180) та (3.182) матиме вигляд:

$$\delta = 2 \arcsin \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2 \cdot (l_\delta + l_{вед.} + l_K)}. \quad (3.183)$$

На основі рівняння (3.170) можна розрахувати амплітуду коливання кута  $\delta$  веденого валу в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою коромислом [144], що за допомогою обертальних кінематичних пар з'єднане з веденим валом та станиною, виконано аналітичне дослідження основних геометричних параметрів механізму машини.

### **3.10. Систематизація та узагальнення результатів аналітичних досліджень статично визначених просторових механізмів галтувальних машин**

Починаючи з 2014 року авторами було синтезовано 12 статично визначених просторових механізмів галтувальних машин, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух. Кожна розроблена конструкція галтувальної машини має свої конструктивні особливості, раціональну сферу використання тощо. Однак, в той само час, усі розроблені конструкції машин підлягають систематизації та узагальнення за геометричними і конструктивними параметрами.

Відомо, що просторовий механізм «базової» конструкції машини з надлишковим зв'язком може функціонувати при наступних умовах:

$$l_{PC} = l_B, \quad (3.184)$$

де  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої (веденої) вилок,  $l_{PC}$  – міжосьова відстань робочої ємності.

$$l_0 = l_{PC} \sqrt{3}, \quad (3.185)$$

де  $l_0$  – відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів.

У результаті звільнення від надлишкового (пасивного) зв'язку, будь-яким із представлених вище способів, ступінь рухомості просторового механізму «базової» конструкції машини збільшується на одиницю. Таке збільшення ступеня рухомості призводить до виникнення додаткової складової переміщення рухомих ланок механізму між собою з відповідною амплітудою  $l_A$ , що буде реалізуватися у їх відносному поступальному чи кутовому переміщенні одна відносно іншої з утворенням нової кінематичної пари.

Таким чином, за утворенням нової складової переміщення, усі синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальних машин можна розділити на дві групи:

1. Механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів  $l_0$  від мінімального  $l_{0(MIN)}$  до максимального  $l_{0(MAX)}$  значення.

2. Механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок  $l_{BB}$  від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення.

Для забезпечення функціонування просторових механізмів, які відносяться до першої групи необхідно забезпечити виконання нерівності:

$$l_{PC} > l_B. \quad (3.186)$$

Для забезпечення функціонування просторових механізмів, що відносяться до другої групи необхідно забезпечити виконання нерівності:

$$l_{BB(MIN)} > l_B. \quad (3.187)$$

За конструктивними ознаками механізми першої групи можна розділи на дві підгрупи:

1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення:

1.1.1. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення;

1.1.2. Механізми, у яких ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення (рис. 3.24);

1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення:

1.2.1. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині (рис. 3.35);

1.2.2. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення у вертикальній площині (рис. 3.32);

1.2.3. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині (рис. 3.34).

Для розрахунку амплітуди зміни відстані між паралельними вісями ведучого та веденого валів у проекції на горизонтальну площину першої групи механізмів справедливим буде одне рівняння (3.118):

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}.$$

Для механізмів групи 1.2 необхідним є визначення точного місця розташування вісі обертання додаткової рухомої ланки (коромисла чи кривошипу) по відношенню до вісі обертання ведучого валу, що буде складатися із горизонтальної  $l_{гор.}$  та вертикальної  $l_{верт.}$  складових.

Для усіх механізмів групи 1.2 визначити горизонтальну складову  $l_{гор.}$  відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки можна наступним чином:

$$l_{гор.} = \frac{l_{0(MAX)} + l_{0(MIN)}}{2}. \quad (3.188)$$

З урахуванням виразів (3.47) та (3.53) рівняння (3.188) буде мати вигляд:

$$l_{гор.} = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (3.189)$$

Вираз (3.189) також актуальний і для конструкцій механізмів групи 1.1, у яких за даним виразом можна розрахувати середнє положення повзуна при виконанні зворотно-поступального переміщення.

Вертикальна складова  $l_{верт.}$  відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки можна розрахувати наступним чином:

Для механізмів групи 1.1.1, 1.1.2, 1.2.2 та 1.2.3  $l_{верт.} = 0$ , оскільки вісь обертання веденого та ведучого валів (механізми 1.1.1 та 1.1.2) та вісь ведучого валу та вісь додаткової рухомої ланки (механізми 1.2.2 та 1.2.3) паралельні та знаходяться в одній горизонтальній площині.

Розглянувши проекцію механізму машини 1.2.1 (попередній синтез якого та дослідження основних геометричних параметрів представлено у роботі) у вертикальній площині (рис. 3.35), запишемо вираз для розрахунку  $l_{верт.}$ :

$$l_{верт.} = \frac{0,5l_{гор.} \sin(90 - \Theta)}{\sin \Theta}, \quad (3.190)$$

де  $\Theta$  – максимальне значення кута тиску в обертальній кінематичній парі коромисла та веденого валу, яке виникає в положенні рухомих ланок, яке представлено на рис. 3.35.

Для забезпечення функціонування просторового механізму машини, кут тиску  $\Theta$  не повинен перевищувати  $60^\circ$ . Відомо, що для довговічної роботи шарнірних механізмів кут тиску у його кінематичних парах не повинен перевищувати  $40^\circ$ .

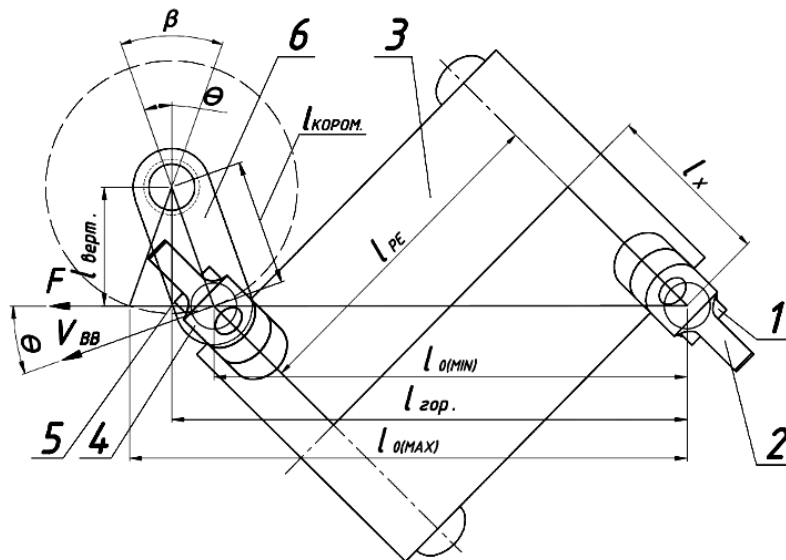


Рис. 3.35. Синтезований механізм машини, у якої ведений вал виконує коливальне переміщення у вертикальній площині

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло.

Раціональну довжину коромисла  $l_{КОРОМ.}$  можна розрахувати наступним чином:

$$l_{КОРОМ.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}. \quad (3.191)$$

З урахуванням (3.118) вираз (3.191) буде мати вигляд:

$$l_{КОРОМ.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25 \left( \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} \right)^2}. \quad (3.192)$$

Кут коливання коромисла можна розрахувати згідно рівняння:

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2l_{КОРОМ.}}. \quad (3.193)$$

З урахуванням (3.191) вираз (3.193) буде мати вигляд:

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}}. \quad (3.194)$$

За конструктивними ознаками механізми другої групи також можна розділи на дві підгрупи:

2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою

2.1.1. Механізм машини з двома робочими ємностями, що рухома з'єднані за допомогою поступальної кінематичної пари (рис. 3.7 – рис. 3.8);

2.1.2. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємністю з'єднаний поступальною кінематичною парою (рис. 3.18 – рис. 3.19);

2.1.3. Механізм машини, у якої ведена вилка з робочою ємністю з'єднані за допомогою кінематичної пари 4-го класу (рис. 3.21 – рис. 3.22).

2.2. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою:

2.2.1. Механізм з двома рухомими робочими ємкостями, що рухомо з'єднані між собою обертальною кінематичною парою (рис. 3.14 – рис. 3.15);

2.2.2. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємкістю з'єднаний обертальною кінематичною парою (рис. 3.2 – рис. 3.3);

Для розрахунку амплітуди  $l_{A(BB)}$  зміни відстані між вісями кріплення вилок з робочою ємкістю (ємностями) механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 можна застосовувати одне загальне рівняння (3.56):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B.$$

Рівняння (3.56) з урахуванням виразу (3.51) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2} + l_B. \quad (3.195)$$

У свою чергу, з урахуванням індивідуальних конструктивних параметрів,  $l_{BB(MIN)}$  для механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 буде визначається наступним чином:

Для механізму машини 2.1.1:

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC} + l_T = A. \quad (3.196)$$

Вираз (3.195) з урахуванням (3.196) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2} + l_B. \quad (3.197)$$

Для механізму машини 2.1.2:

$$l_{BB(MIN)} = l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R = B. \quad (3.198)$$

Вираз (3.195) з урахуванням (3.198) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2} + l_B. \quad (3.199)$$

Для механізму машини 2.1.3:

$$l_{BB(MIN)} = l_{PC(MAX)} - l_R + l_T = C. \quad (3.200)$$

Вираз (3.195) з урахуванням (3.200) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{PC(MAX)} - l_R + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{PC(MAX)} - l_R + l_T + l_B)^2} + l_B. \quad (3.201)$$

Для синтезованих просторових механізмів групи 2.2.1 – 2.2.2 при визначенні довжини  $l_{BB(MAX)}$  можна застосовувати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC} + l_{ДЛ}, \quad (3.202)$$

де  $l_{ДЛ}$  – довжина додаткової ланки, яка додана в просторовий кінематичний ланцюг механізму: для конструкції 2.2.1 – це друга робоча ємність, для конструкції 2.2.2 – це шатун.

Для розрахунку  $l_{BB(MIN)}$  також можна записати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (3.203)$$

Вираз (3.35) з урахуванням (3.202) та (3.203) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}, \quad (3.204)$$

У синтезованих механізмах групи 2.2.1 – 2.2.2, у процесі експлуатації, також буде змінюватися кут  $\alpha$  між робочою ємкістю та додатковою рухомою ланкою. У випадках, коли розмір рухомих ланок співпадає з прийнятим (дійсним) розміром ланок, максимальне значення кута  $\alpha$  буде становити  $180^\circ$ . Для усіх інших випадків справедливими будуть наступні вирази:

$$\alpha_{MAX} = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right). \quad (3.205)$$

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (3.206)$$

За рівнянням (3.205) можна розрахувати максимальне значення кута між робочою ємкістю та додатковою рухомою ланкою, а за виразом (3.206) – мінімальне значення кута між робочою ємкістю та додатковою рухомою ланкою.

Запишемо вираз (3.34) з урахуванням (3.205) та (3.206):

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (3.207)$$

На основі рівняння (3.207) можна розрахувати амплітуду зміни кута між віссю робочої ємкості та додаткової рухомої ланки (для конструкції машини 2.2.1) або амплітуду зміни кута між осями першої та другої робочих ємкостей (конструкція машини 2.2.2).

Було розроблено структурну схему усіх синтезованих конструкцій просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальної машини з представленням їх спільних конструктивних особливостей, які можуть бути розраховані за допомогою відповідних математичних залежностей.

Також у таблиці 1 представлено класифікацію синтезованих просторових механізмів галтувальної машини з відмінними конструктивними особливостями.

Таблиця 1

<b>Синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальної машини</b>	
<b>1. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між паралельними осями валів</b>	
<b>1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення</b>	
<b>1.1.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення</b>	
	<b>Патент №89571</b>
	<b>Додаткова рухома ланка – повзун 6.</b>
	<b>Умова функціонування – <math>l_{PC} &gt; l_B</math>.</b>
	<b>Актуальне рівняння:</b> $l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$
	1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – повзун, 7 – напрямна. А, В, С, D, Е, F – обертальні кінематичні пари, G – поступальна кінематична пара.
<b>1.1.2. Механізм, у якому ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення</b>	
<b>Патенти №140397, №140398, №140463</b>	
<b>Додаткова рухома ланка – повзун 2</b>	

	<p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{PC} &gt; l_B</math>; використання спеціальних конструкцій приводу, які забезпечують передавання крутного моменту на ведучий вал машини, що одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення.</p> <p><b>Актуальне рівняння:</b>  <math display="block">l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)</math></p> <p>1 – ведучий вал, 2 – повзун, 3 – напрямна, 4 – ведуча вилка, 5 – робоча ємкість, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал. А – поступальна кінематична пара. В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
--	--

## 1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення

1.2.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині

	<p><b>Патент №108488</b></p> <p><b>Додаткова рухома ланка</b> – коромисло 6.</p> <p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{PC} &gt; l_B</math>;  <math>l_{КОРОМ.} = 0,5l_{A(0)}</math>.</p> <p><b>Актуальні рівняння:</b>  <math display="block">l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)</math> <math display="block">\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}}. \quad (2.194)</math></p> <p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
--	--

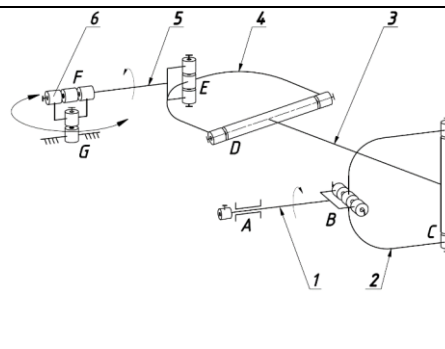
1.2.2. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення у вертикальній площині

	<p><b>Патент №135185</b></p> <p><b>Додаткова рухома ланка</b> – кривошип 6.</p> <p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{PC} &gt; l_B</math>;  <math>l_{КРИВОШ.} &gt; 0,5l_{A(0)}</math>.</p> <p><b>Актуальне рівняння:</b>  <math display="block">l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)</math></p> <p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – кривошип. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
--	---

1.2.3. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині

	<p><b>Заявка на патент №u202000655</b></p> <p><b>Додаткова рухома ланка</b> – коромисло 6.</p> <p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{PC} &gt; l_B</math>.</p>
--	---

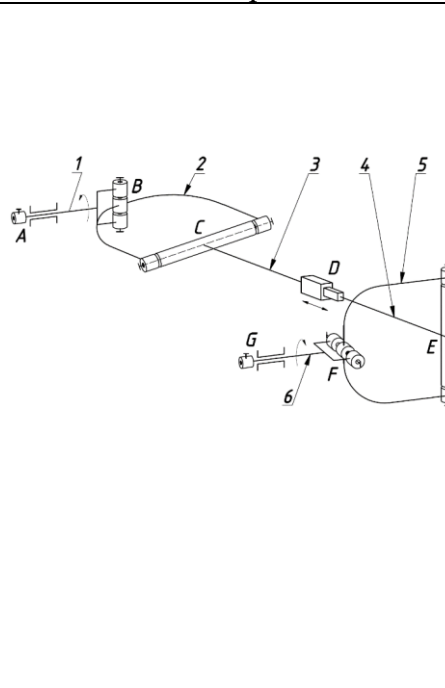


	<p><b>Актуальні рівняння:</b></p> $l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$ $\delta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot (l_g + l_{вед.} + l_k)}. \quad (2.183)$ <p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
---	---

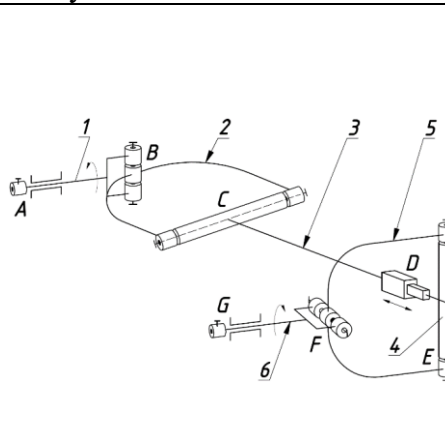
**2. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між геометричними осями вилок**

**2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємкістю поступальною кінематичною парою**

**2.1.1. Механізм з двома робочими ємкостями, що рухомо з'єднані між собою поступальною кінематичною парою**

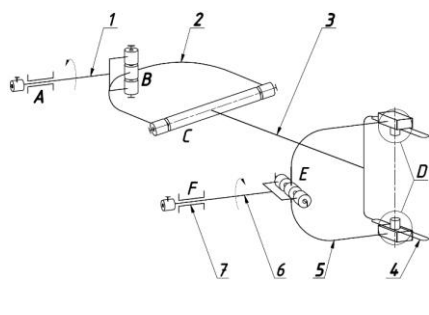
	<p><b>Патент №126647</b></p> <p>Додаткова рухома ланка – друга робоча ємкість 4.</p> <p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</p> <p><b>Актуальне рівняння:</b></p> $l_{A(BB)} = \sqrt{(A + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(A + l_B)^2 + l_B}. \quad (2.197)$ <p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємкість, 4 – друга робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, E, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.</p>
--	---

**2.1.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з'єднана з робочою ємкістю поступальною кінематичною парою**

	<p><b>Патент №133925</b></p> <p>Додаткова рухома ланка – шатун 4.</p> <p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</p> <p><b>Актуальне рівняння:</b></p> $l_{A(BB)} = \sqrt{(B + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(B + l_B)^2 + l_B}. \quad (2.199)$ <p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємкість, 4 – поршень, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, E, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.</p>
---	---

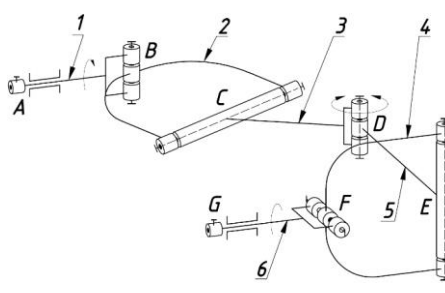
**2.1.3. Механізм, у якому ведена вилка з'єднана з робочою ємкістю за допомогою кінематичної пари четвертого класу**

	<p><b>Патент №127611</b></p> <p>Застосування кінематичної пари 4-го класу</p>
--	---

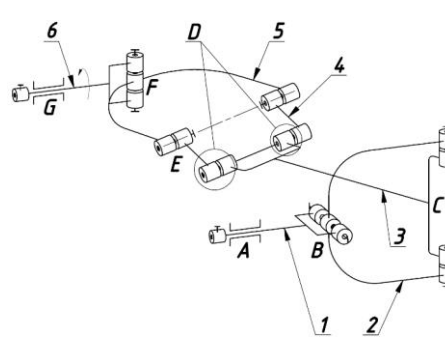
	<p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</p> <p><b>Актуальне рівняння:</b></p> $l_{A(BB)} = \sqrt{(C+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(C+l_B)^2} + l_B. \quad (2.201)$
	<p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість (куліса), 4 – напрямна на робочій ємкості, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, Е, F, G – обертальні кінематичні пари. D – кінематична пара 4-го класу.</p>

**2.2. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з’єднана з робочою ємкістю обертальною кінематичною парою**

**2.2.1. Механізм з двома рухомими робочими ємкостями, що рухомо з’єднані між собою обертальною кінематичною парою**

	<p><b>Патент №127438</b></p> <p>Додаткова рухома ланка – друга робоча ємкість 4.</p>
	<p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</p> <p><b>Актуальні рівняння:</b></p> $l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (2.204)$ $\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (2.207)$
	<p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємкість, 4 – друга робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
	<p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – додаткова рухома ланка, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>

**2.2.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з’єднана з робочою ємкістю обертальною кінематичною парою**

	<p><b>Патент №132178</b></p> <p>Додаткова рухома ланка – шатун 4.</p>
	<p><b>Умова функціонування</b> – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</p> <p><b>Актуальні рівняння:</b></p> $l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (2.204)$ $\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (2.207)$
	<p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – додаткова рухома ланка, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>
	<p>1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємкість, 4 – додаткова рухома ланка, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари.</p>

### **Висновки до 3-го розділу**

1. Розроблено уніфіковані вимоги та підходи щодо синтезу статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

2. Виконано синтез раціональних статично визначених просторових механізмів машин для обробки деталей з різними конструктивними особливостями.

3. Синтезовано статично визначені просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів.

4. Синтезовано статично визначені просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок.

5. Виконано кінематичне дослідження конструкції машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Встановлено, що обидві ємності виконують просторове переміщення з відмінними кінематичними параметрами, що створює умови для переміщення робочого масиву у кожній ємності з різною інтенсивністю.

6. Здійснено аналітичне дослідження геометричних та конструктивних параметрів усіх синтезованих статично визначених просторових механізмів. Отримані математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів просторових механізмів.

7. Розроблено конструкції приводів, які забезпечують передачу обертального руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів.

8. Здійснено аналітичне дослідження геометричних та конструктивних параметрів розроблених конструкцій приводів, отримані відповідні математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів.

9. Розроблено загальні підходи комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначених просторових механізмів з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів.

10. Розроблено класифікацію просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальної машини.

## **РОЗДІЛ 4. СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ**

Авторами розроблено значну кількість конструкцій галтувальних машин для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочих ємкостей, зокрема, конструкції, в яких вдалося звільнитися від надлишкового зв'язку. В таких розроблених конструкціях машин виникла можливість варіювати деякими геометричними параметрами, наприклад, в першу чергу, міжосьовою довжиною робочої ємкості. Зі збільшенням міжосьової відстані однієї з рухомих ланок машини також виникає збільшення амплітуди переміщення інших рухомих ланок машини, що може впливати, як на збільшення інерційних навантажень, так і на збільшення величини кутів тиску в кінематичних парах просторового механізму.

Таким чином, це може призвести до значного збільшення реакцій в кінематичних парах просторових механізмів машини, що призведе до скорочення терміну експлуатації машини в цілому, зменшення надійності рухомих вузлів.

Метою даного дослідження є моделювання конструкцій машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей в САПР SolidWorks з можливістю подальшого визначення реакцій в кінематичних парах просторових механізмів машин. Дане дослідження дасть змогу встановити, як зміна конструкції машини та її окремих геометричних параметрів деяких рухомих ланок може вплинути на збільшення величини реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини, як наслідок, встановити при яких співвідношеннях геометричних параметрів не раціонально використовувати відповідні конструкції машин.

### **4.1. Моделювання та дослідження «базової» конструкції машини**

Дане дослідження розпочинали із моделювання «базової» конструкції машини у САПР SolidWorks [145, 146], що є прототипом промислового змішувача «Turbula T10B», який, на сьогоднішній день, є в серійному виробництві швейцарської компанії «Willy A. Bachofen Group». Геометричні та конструктивні параметри даної моделі машини, а також усі інші, необхідні для проведення подальших досліджень, дані представлені у таблиці 1 та практично співпадають з геометричними та конструктивними параметрами промислового змішувача «Turbula T10B». Модель «базової» конструкції машини представлена на рис. 4.1.

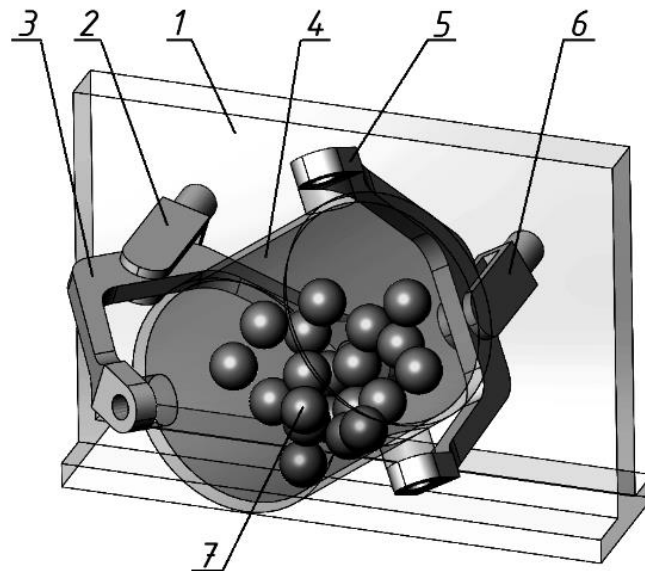


Рис. 4.1. Модель «базової» конструкції машини,

де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – робочий масив.

Кінето-статичне дослідження «базової» конструкції машини в САПР SolidWorks виконувалося на холостому (без завантаженого робочого масиву) та робочому (із завантаженим робочим масивом) ході.

Для моделювання руху робочого масиву, ємкість, згідно результатів попередніх досліджень, заповнювали приблизно на 40% від її загального об’єму. У якості робочого масиву використовувалися 20 куль діаметром 0,065 м (65 мм) та масою 0,8 кг. Ведучому валу машини надавалася кутова швидкість, яка відповідає реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву. Саме при водоспадному режимі руху робочого масиву виникає найбільше інерційне навантаження на стінки робочої ємкості, що, в свою чергу, буде впливати на збільшення значень реакцій в кінематичних парах просторового механізму.

Далі, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion) визначали зміну реакції в кожній обертальній кінематичній парі просторового механізму «базової» конструкції машини за один повний оберт її ведучого валу, при цьому, кожену реакцію розподіляли на радіальну та осеву складові. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини представлено на рис. 4.2.

Таблиця 4.1.

Технічна характеристика моделі «базової» конструкції машини	
Діаметр робочої ємкості $d_{PC}$	0,318 м (318 мм)
Довжина робочої ємкості $l_{Ц}$	0,342 м (342 мм)
Міжосьова відстань робочої ємкості $l_{PC} = l_B$	0,272 м (272 мм)
Об’єм робочої ємкості $V_{PC}$	0,0024 м <sup>3</sup> (24 л)
Коефіцієнт $\delta$ , що характеризує співвідношення $l_{PC} / l_B$	1
Масштабний коефіцієнт $n$	2,5
Маса завантаженого робочого масиву $m$	16 кг
Маса усіх рухомих деталей машини $m_D$	42 кг

Характеристика тіл робочого масиву	20 куль діаметром 0,065 м (65 мм) та масою 0,8 кг
Рівень заповнення ємкості робочим масивом	40%
Кутова швидкість ведучого валу машини $\omega_{ведч.}$	$3,3 \text{ с}^{-1}$ (32 об/хв)
Режим руху робочого масиву	Водоспадний

Було визначено реакції  $R$  в 6 обертальних кінематичних парах машини:  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  та  $F$ . Реакція  $R$  в кожній кінематичній парі була розподілена на дві складові: радіальну та осьову, таким чином:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина».

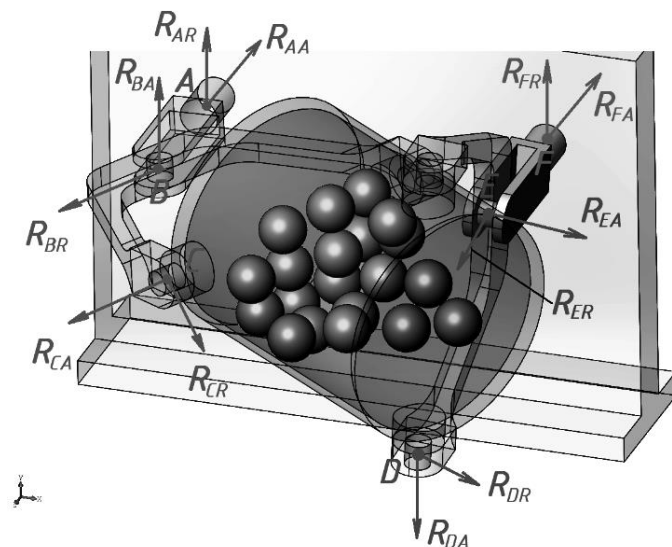


Рис. 4.2. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини

На рис. 4.3 – рис. 4.8 у вигляді графіків представлено залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на холостому ході.

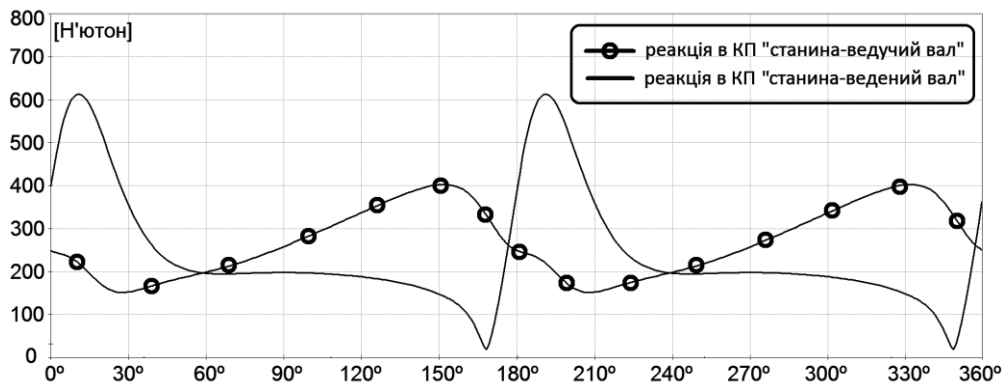


Рис. 4.3. Залежності радіальних реакцій  $R_{AR}$  та  $R_{FR}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

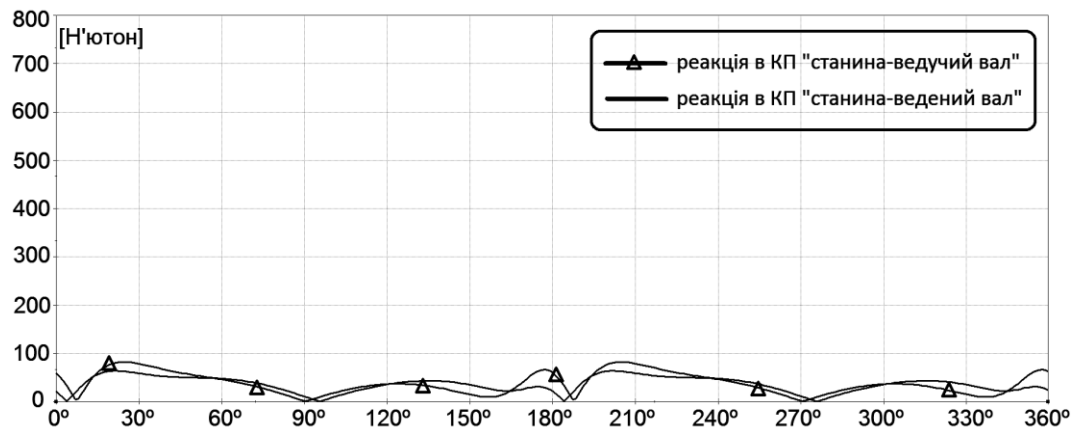


Рис. 4.4. Залежності осьових реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

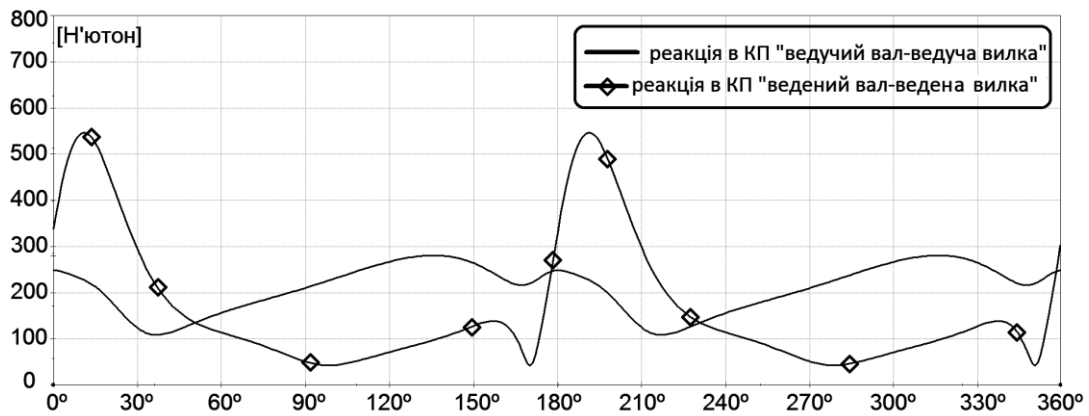


Рис. 4.5. Залежності радіальних реакцій  $R_{BR}$  та  $R_{ER}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

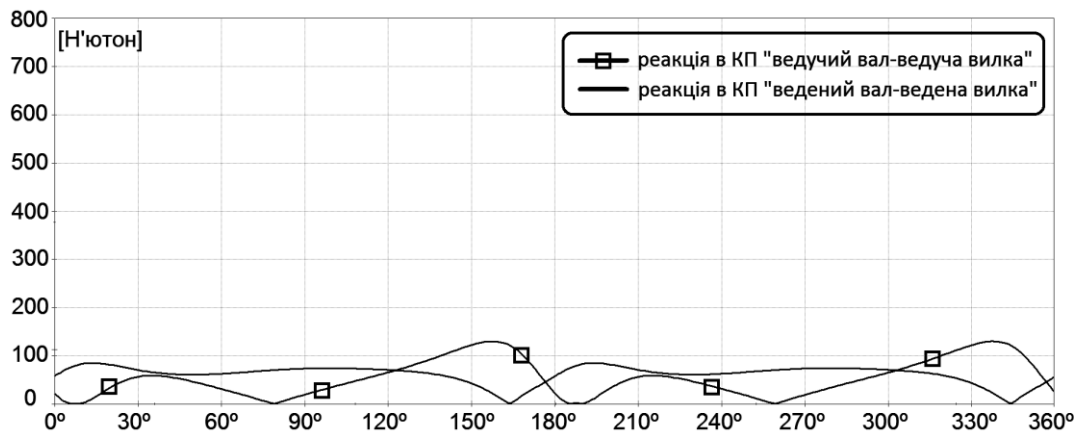


Рис. 4.6. Залежності осьових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

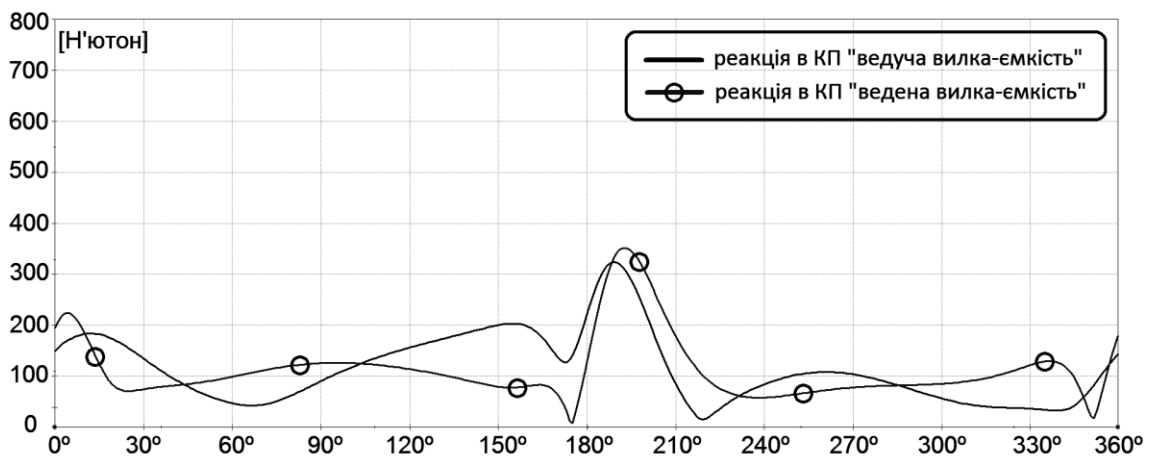


Рис. 4.7. Залежності радіальних реакцій  $R_{CR}$  та  $R_{DR}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

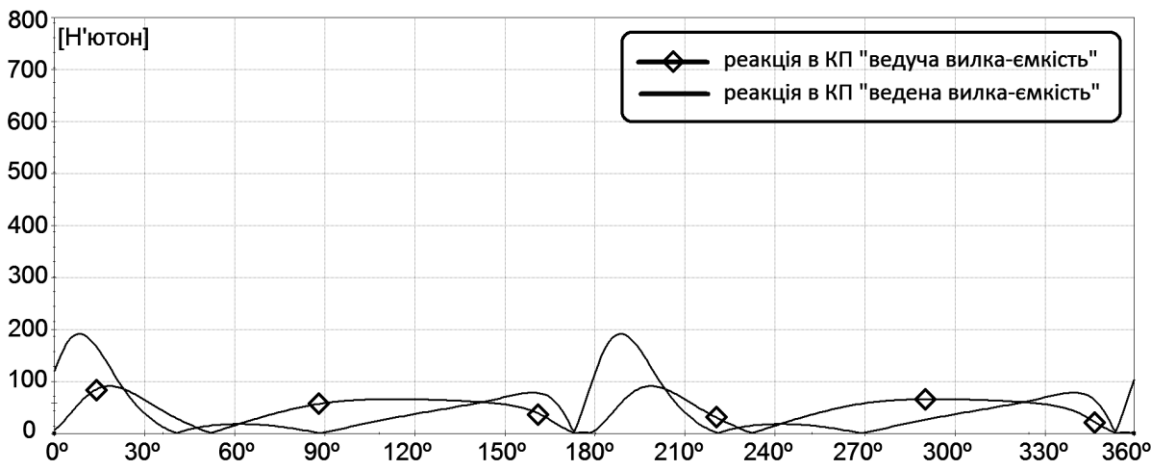


Рис. 4.8. Залежності осьових реакцій  $R_{CA}$  та  $R_{DA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на холостому ході

Проаналізувавши графіки, представлені на рис. 4.3 – рис. 4.8, можна стверджувати наступне:

1. Зміна реакцій у кожній кінематичній парі має індивідуальну особливість та різні екстремальні (максимальні) значення.



2. Найбільше значення має радіальна складова реакції  $R_{FR}$ , яка виникає в кінематичній парі «станина – ведений вал» та досягає 610 Н;

3. Найменше значення мають осьові складові реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$ , які виникають в кінематичній парі «станина – ведений вал» та досягають приблизно 80 Н;

4. Екстремум радіальних реакцій  $R_{DR}$ ,  $R_{ER}$  та  $R_{FR}$  спостерігається при повороті ведучого валу на кут  $200^\circ$  (за кут повороту ведучого валу машини, який відповідає  $0^\circ$  прийнято таке положення рухомих ланок геометрична вісь з'єднання ведучої вилки та робочої ємкості приймає горизонтальне положення).

5. В цілому, найбільші значення реакцій (радіальні реакції) виникають в кінематичній парі «станина – ведучий/ведений вал».

Оскільки змодельована у САПР SolidWorks машина відповідає геометричним та конструктивним параметрам промислового змішувача «Turbula T10B», який успішно використовується у промисловості, то значення реакцій, які виникають в кінематичних парах просторового механізму машини, під час експлуатації її на холостому ході, можуть бути «базовими» для проведення подальших досліджень.

Перевищення значень цих реакцій в кінематичних парах інших конструкціях машин, де використовуються рухомі ланки зі збільшеною міжосьовою відстанню, будуть свідчити про те, що використання досліджуваної (видозміненої) конструкції машини не є раціональним, оскільки, надійність рухомих вузлів буде зменшуватися, в порівнянні з рухомими вузлами «базової» конструкції машини.

Переміщення робочого масиву в середині ємкості буде впливати на збільшення величини реакцій у всіх кінематичних парах просторового механізму машини. Однак, достеменно не відомо на скільки будуть збільшені реакції в кінематичних парах механізму, чи зберігатимуться екстремуми у відповідних точках тощо. У зв'язку з цим, проводили аналогічне кінето-статичне дослідження «базової» конструкції машини на робочому ході.

При виконанні даного дослідження ємкість завантажували робочим масивом масою 16 кг, що відповідає масі робочого масиву, яка представлена у технічній характеристиці змішувача «Turbula T10B». Окрім того, така маса робочого масиву, згідно «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників з використанням машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості», який затверджений на підприємстві ПрАТ «Молнія», характерна при виконанні технологічної операції відділення металевих деталей від ливників.

Таким чином, на рис. 4.9 – рис. 4.14 представлено графічні залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на робочому ході (із завантаженням робочого масиву)

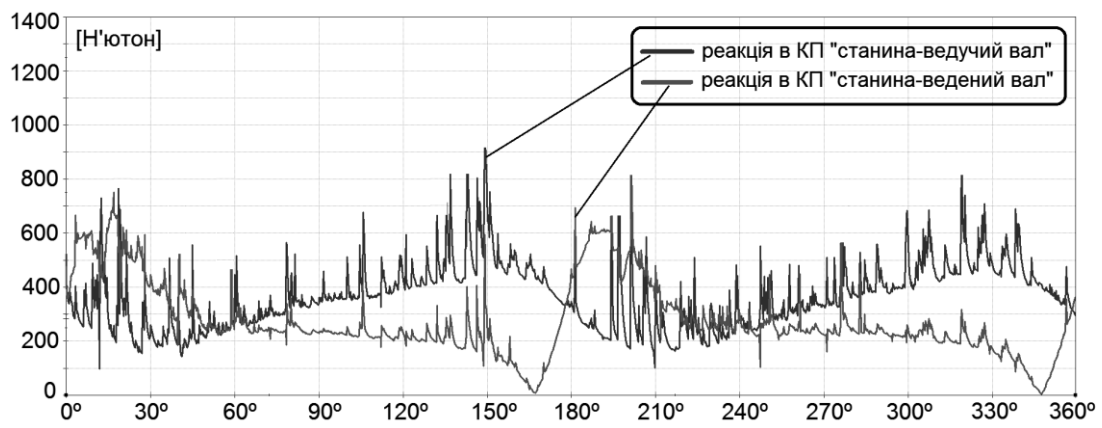


Рис. 4.9. Залежності радіальних реакцій  $R_{AR}$  та  $R_{FR}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

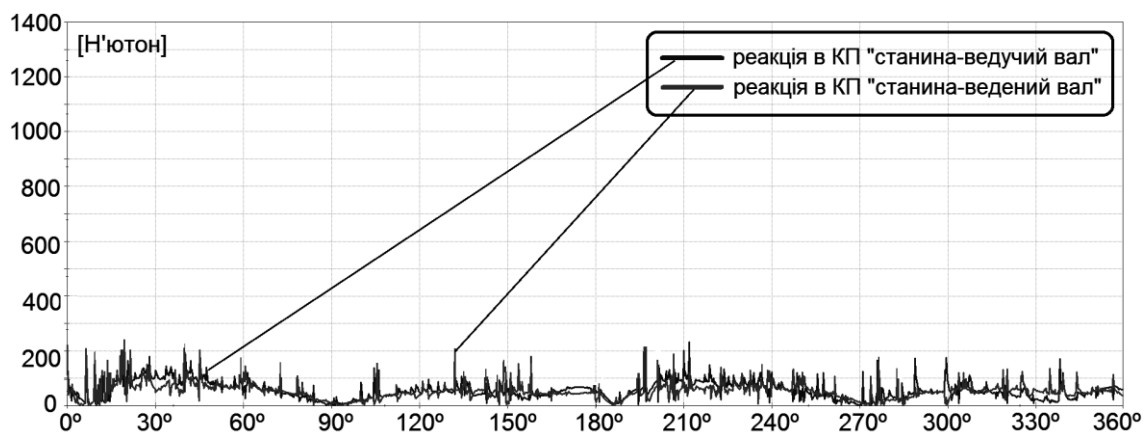


Рис. 4.10. Залежності осьових реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

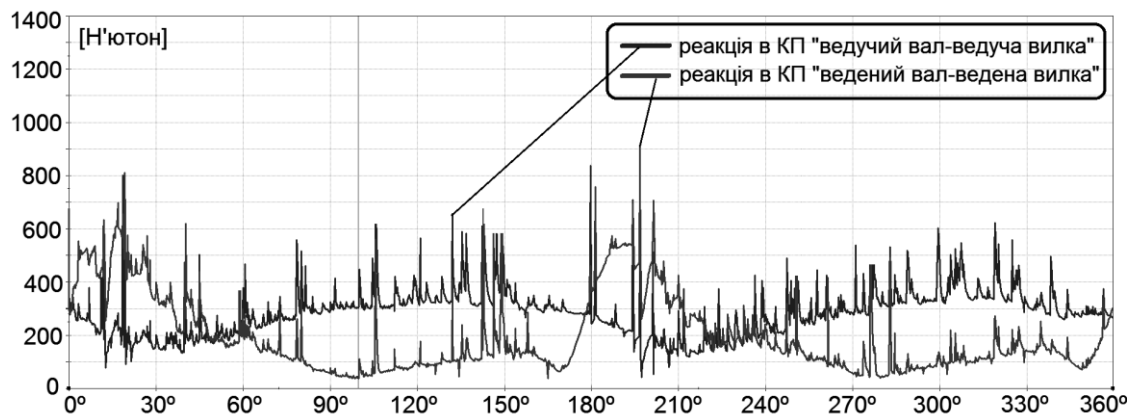


Рис. 4.11. Залежності радіальних реакцій  $R_{BR}$  та  $R_{ER}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

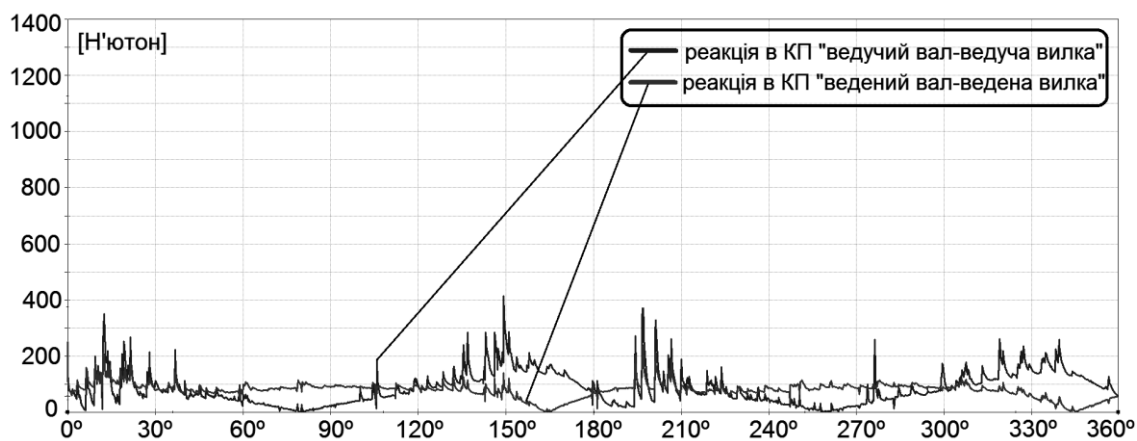


Рис. 4.12. Залежності осьових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

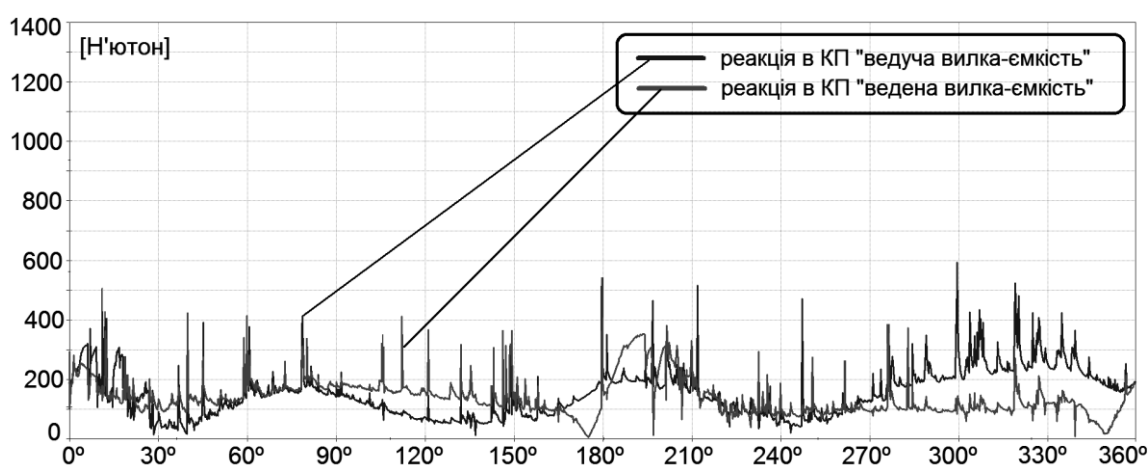


Рис. 4.13. Залежності радіальних реакцій  $R_{CR}$  та  $R_{DR}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

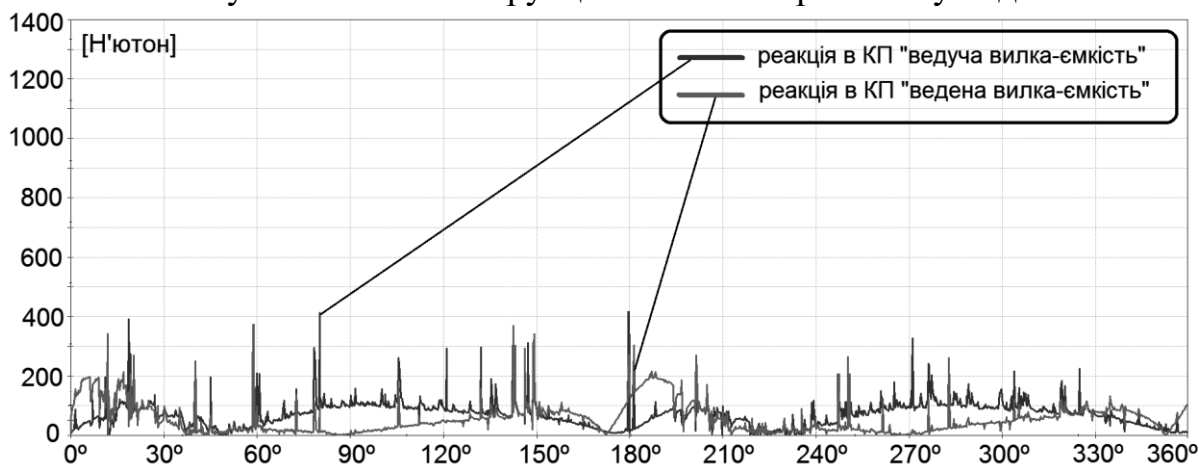


Рис. 4.14. Залежності осьових реакцій  $R_{CA}$  та  $R_{DA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» конструкції машини на робочому ході

Проаналізувавши графіки, представлені на рис. 4.9 – рис. 4.14, можна стверджувати наступне:

1. На відміну від кривих, представлених на рис. 4.3 – рис. 4.8, криві, які представлені на рис. 4.9 – рис. 4.14 мають значну кількість «стрибокподібних» екстремумів, що, в цілому, мають випадковий характер. Виникнення даних

«стрибкоподібних» екстремумів зумовлене постійними та випадковими зіткненнями елементів робочого масиву із внутрішніми стінками ємкості.

2. В цілому, для кожної реакції, при роботі машини на робочому ході, закономірність їх зміни залишається такою ж самою, як і закономірності зміни реакцій у кінематичних парах машини при роботі її на холостому ході. Аналогічно до попереднього дослідження на холостому ході, найбільші значення реакцій (радіальні реакції) зберігаються у кінематичній парі «станина – ведучий/ведений вал», значно менші реакції у всіх осьових складових реакцій.

3. Значення реакцій в кінематичних парах машини, при роботі її на робочому ході, пропорційно збільшилося приблизно на 40 – 50% від значення реакцій в кінематичних парах машини, при роботі її на холостому ході.

Таким чином, було проведено кінето-статичне дослідження «базової» конструкції машини на холостому та робочому ході. Результати досліджень дали можливість отримати «гранично-допустимі» значення реакцій в кінематичних парах для можливості проведення подальшого кінето-статичного дослідження інших розроблених конструкцій машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей з метою визначення доцільності їх використання у промисловості.

#### 4.2. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Відоме використання галтувальної машини, в просторовому механізмі якої виключено надлишковий зв'язок за рахунок введення додаткової рухомої ланки – повзуна та можливості збільшення міжосьової відстані ємкості. Модель конструкції машини з видовженою робочою ємкістю представлена на рис. 4.15.

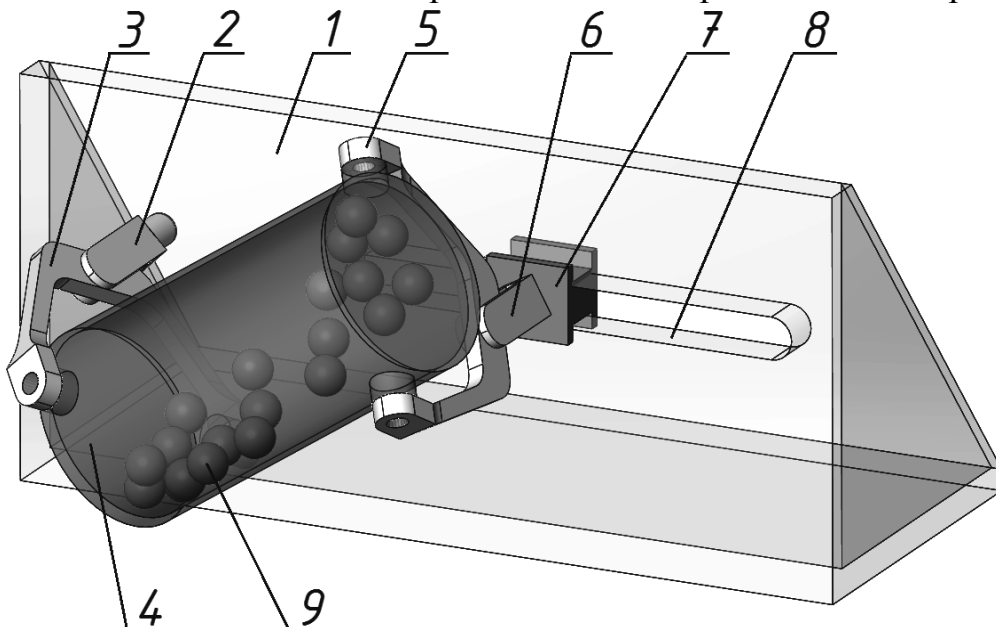


Рис. 4.15. Модель конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – повзун, 8 – напрямна, 9 – робочий масив.

В даній конструкції машини важливо дослідити, як зміна геометричного параметру однієї з ланок, зокрема, міжосьової відстані робочої ємкості, впливає на зміну максимальних значень реакцій в кінематичних парах машини, при якій міжосьовій відстані робочої ємкості реакції в кінематичних парах машини будуть перевищувати попередньо визначені максимальні «гранично-допустимі» значення.

Таким чином, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередньої частини було проведено силове дослідження [147] конструкції машини з видовженою робочою ємкістю. Міжосьову відстань робочої ємкості машини поступово збільшували та спостерігали за зміною реакцій в кінематичних парах машини, для кожної реакції визначали її екстремальні значення. При цьому, міжосьова відстань робочої ємкості  $l_{PC}$  була виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC} / l_B$ . Дослідження були проведені для конструкції машин з наступними значеннями коефіцієнту  $\delta$ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0.

Оскільки, попередні результати кінето-статичного дослідження «базової» конструкції машини показали, що усі значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на робочому ході, були пропорційно збільшені на одну й ту ж саму величину від значень реакцій в кінематичних парах машини при роботі її на холостому ході, то подальші дослідження проводили лише при роботі машини на холостому ході.

Так було визначено «граничну» міжосьову відстань робочої ємкості, подальше видовження якої призведе до збільшення реакцій в кінематичних парах машини, що будуть перевищувати «гранично-допустимі» значення. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з видовженою робочою ємкістю представлено на рис. 4.16.

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в шести обертальних та одній поступальній кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F$  та  $G$ . Значення реакцій в кінематичних парах  $A, B, C, D, E, F$  були розподілена на дві складові: радіальну та осьову, таким чином:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – повзун»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – повзун»;  $R_G$  – реакція в кінематичній парі «повзун – станина».

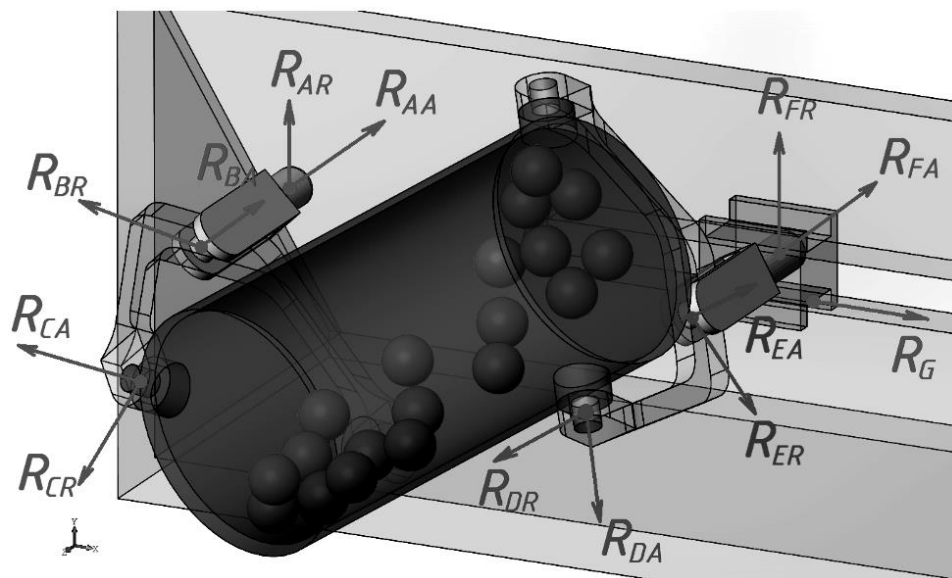


Рис. 4.16. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою ПОВЗУНОМ

У таблиці 4.2 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$ , яка виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC}/l_B$ .

Для кращого сприйняття результатів досліджень, що представлені в таблиці 4.2, було побудовано залежності у вигляді графіків максимальних значень реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з видовженою робочою ємкістю від зміни коефіцієнту  $\delta$ , які представлені на рис. 4.17 (радіальні складові реакцій) та рис. 4.18 (осьові складові реакцій).

Таблиця 4.2

		Коефіцієнт $\delta$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$					
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході	$R_{AA}$ , [H]	88	80↓	83↓	85↓	88↑	140↑
	$R_{FA}$ , [H]	68	67↓	88↑	90↑	97↑	118↑
	$R_{AR}$ , [H]	405	295↓	450↑	509↑	602↑	717↑
	$R_{FR}$ , [H]	608	150↓	390↓	418↓	500↓	602↓
	$R_{BA}$ , [H]	198	190↓	400↑	478↑	577↑	700↑
	$R_{EA}$ , [H]	124	125↑	298↑	346↑	418↑	515↑
	$R_{BR}$ , [H]	294	278↓	285↓	280↓	307↑	378↑
	$R_{ER}$ , [H]	545	78↓	292↓	298↓	309↓	395↓
	$R_{CA}$ , [H]	95	30↓	158↑	190↑	210↑	263↑
	$R_{DA}$ , [H]	194	62↓	158↓	144↓	120↓	202↑
	$R_{CR}$ , [H]	325	178↓	283↓	398↑	550↑	780↑
	$R_{DR}$ , [H]	342	135↓	308↓	409↑	550↑	770↑
	$R_G$ , [H]	-----	160↑	480↑	505↑	580↑	700↑

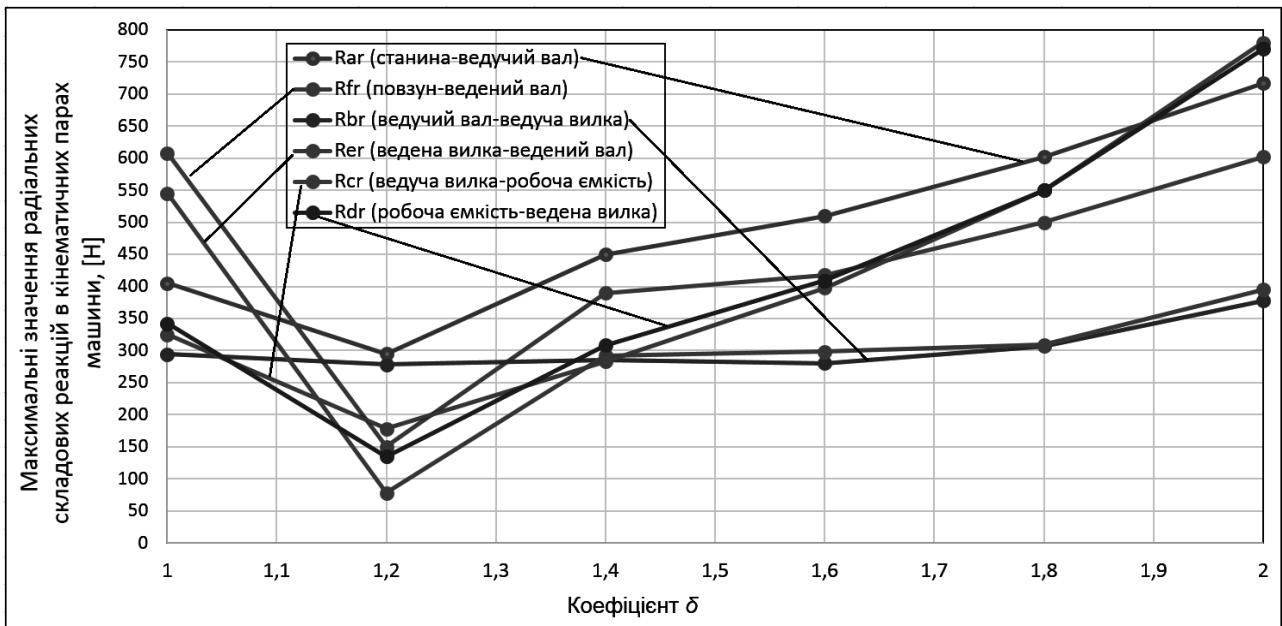


Рис. 4.17. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном від зміни коефіцієнту  $\delta$

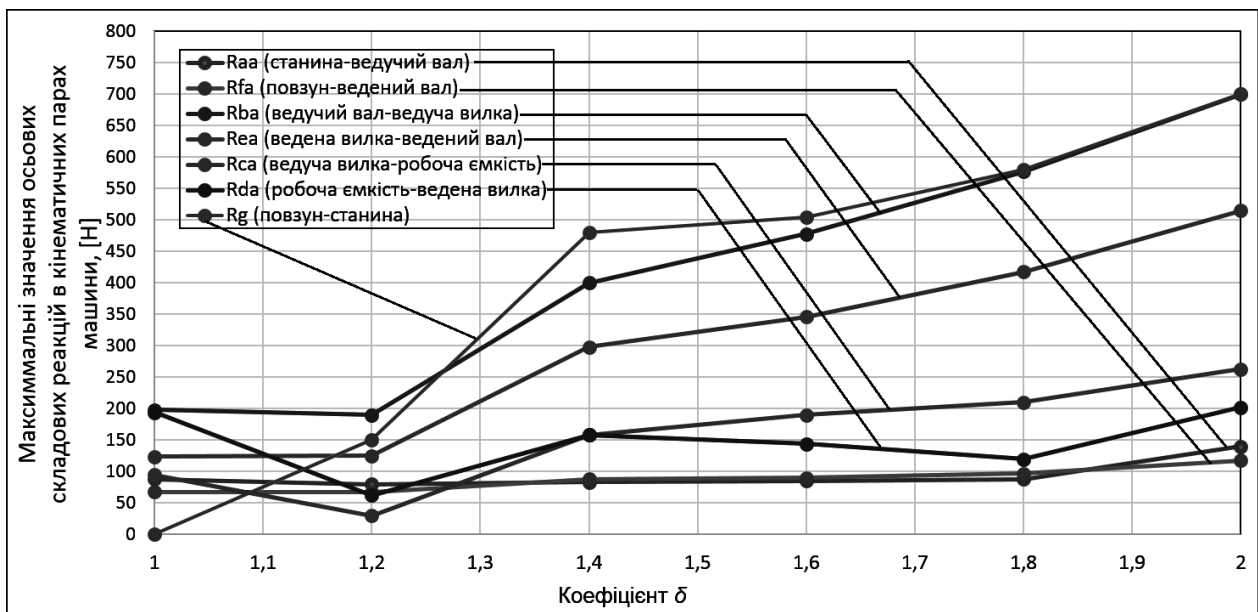


Рис. 4.18. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном від зміни коефіцієнту  $\delta$

Проаналізувавши дані, які представлені на рис. 4.17 та рис. 4.18, можна зробити наступні висновки:

1. Характер зміни максимальних значень радіальних та осьових складових реакцій в кожній кінематичній парі просторового механізму від значення коефіцієнту  $\delta$  відрізняється між собою. Таким чином, для всіх радіальних складових реакцій спостерігається їх зменшення при коефіцієнті  $\delta=1,2$ . Далі, зі збільшенням коефіцієнту  $\delta$  спостерігається практично лінійне збільшення максимальних значень радіальних складових реакцій у всіх

кінематичних парах. Максимальні значення осьових реакцій з більшою чи меншою інтенсивністю збільшувалися зі збільшенням коефіцієнту  $\delta$ .

2. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю з коефіцієнтом  $\delta=1,2$  максимальні значення усіх реакцій (окрім максимального значення реакції  $R_{EA}$ , значення якої збільшилося лише на 1 Н) значно зменшилися у порівнянні із максимальними значеннями реакцій в кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини. Зокрема, максимальні значення реакцій  $R_{FR}$  та  $R_{ER}$  зменшилися найбільше – у 4 та 7 разів відповідно.

3. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю з коефіцієнтом  $\delta=1,4$  спостерігалось вже поступове збільшення максимальних значень реакцій у порівнянні з «базовою» конструкцією машини. В той само час, 7 із 13 реакцій все ще мали менші максимальні значення в порівнянні з екстремальними значеннями реакцій в КП «базової» конструкції машини. Максимальне значення реакції  $R_{FA}$  збільшилося на незначну величину – 21Н. Максимальні значення осьових складових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  збільшилися приблизно в 2 рази. Однак, в цілому жодне максимальне значення реакції у всіх кінематичних парах конструкції машини з видовженою робочою ємкістю не перевищило максимальне значення радіальної складової реакції  $R_{FR}$  в кінематичній парі «ведений вал – станина» «базової» конструкції машини.

4. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю з коефіцієнтом  $\delta=1,6$  спостерігалось ще більш значне збільшення максимальних значень реакцій у порівнянні з «базовою» конструкцією машини. Найзначніше збільшилися реакції  $R_{BA}$ ,  $R_{EA}$  та  $R_{CA}$  у 2,4, 2,8 та 2 рази відповідно. Максимальні значення реакцій в інших кінематичних парах збільшилися на незначну величину.

4. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю з коефіцієнтом  $\delta=1,8$  максимальні значення реакцій у кінематичних парах суттєво збільшилися по відношенню до максимальних значень реакцій «базової» конструкцією машини. Максимальні значення реакції в кінематичних парах  $R_{AR}$ ,  $R_{BA}$ ,  $R_{CR}$ ,  $R_{DR}$ ,  $R_G$  досягнули майже найбільшого «граничного» значення реакції  $R_{FR}$  «базової» конструкції машини.

5. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю з коефіцієнтом  $\delta=2,0$  максимальні значення реакцій у кінематичних парах  $R_{AR}$ ,  $R_{BA}$ ,  $R_{CR}$ ,  $R_{DR}$ ,  $R_G$  перевищили найбільше значення реакції  $R_{FR}$  «базової» конструкції машини.

6. Осьові складові реакцій  $R_{AA}$ ,  $R_{FA}$  для конструкції машини з видовженою робочою ємкістю в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,0 - 1,8]$ , залишалися майже незмінними. Однак, при коефіцієнті  $\delta=2,0$  – дані максимальні значення реакції збільшилися майже удвічі в порівнянні до цих само максимальних значень реакції «базової» конструкції машини.

Таким чином, на основі аналізу отриманих даних можна зробити висновок, що конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, з коефіцієнтом  $\delta>1,6$  не раціонально проектувати та використовувати у промисловості, у зв'язку зі значним збільшенням реакцій практично у всіх кінематичних парах, максимальні значення яких значно стають більшими за



відповідні максимальні значення в кінематичних парах «базової» конструкції машини.

#### 4.3. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання

Один із можливих варіантів звільнення просторового механізму машини від надлишкового зв'язку – це введення додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг. В даному випадку, у якості додаткової рухомої ланки було використано коромисло, що кінематично з'єднано з веденим валом та встановлено у станині з можливістю коливання відносно вертикальної вісі обертання. Модель даної конструкції машини, змодельованої у САПР SolidWorks, представлена на рис. 4.19.

В даній конструкції машини, за рахунок введення в кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки, також виникає можливість змінювати міжосьову відстань робочої ємкості, тобто, її довжину. Аналогічно до попередньої частини важливо дослідити, як зміна даного геометричного параметру буде впливати на зміну максимальних значень реакцій в кінематичних парах машини. В результаті, встановити максимальну «гранично-допустиму» міжосьову відстань робочої ємкості, що буде виражатися коефіцієнтом  $\delta$ .

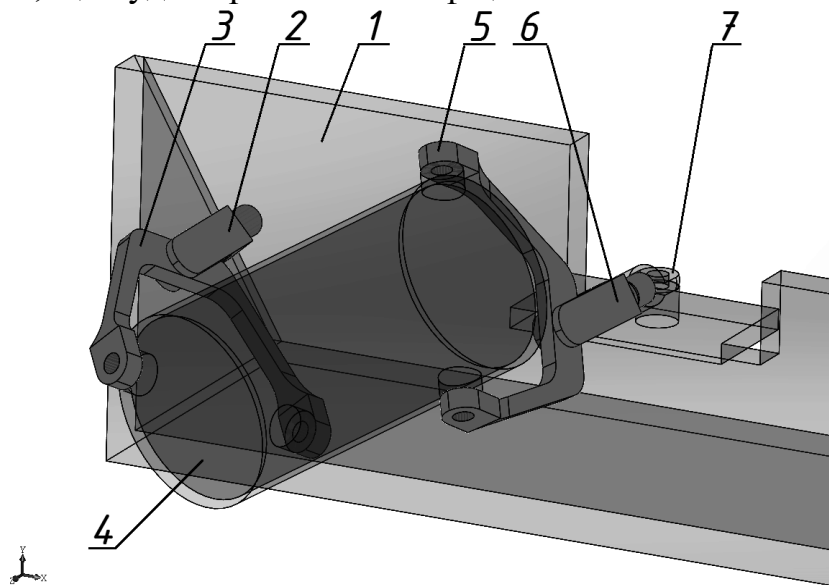


Рис. 4.19. Модель конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання, де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – коромисло.

Таким чином, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередньої частини було проведено силове дослідження [148] даної конструкції на холостому ході. Міжосьова відстань робочої ємкості  $l_{PC}$  була виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC} / l_B$ . Дослідження були проведені для конструкції машин з

наступними значеннями коефіцієнту  $\delta$ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0. Слід зауважити, що при збільшенні міжосьової відстані робочої ємкості також збільшували й відстань  $l_0$  між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання веденого валу. Розрахунок величини  $l_0$  виконували за отриманими у роботі залежностями. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, представлено на рис. 4.20.

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в семи обертальних кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F, G$ . Значення усіх реакцій були розподілені на дві складові: радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{GA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина»;  $R_{GR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина».

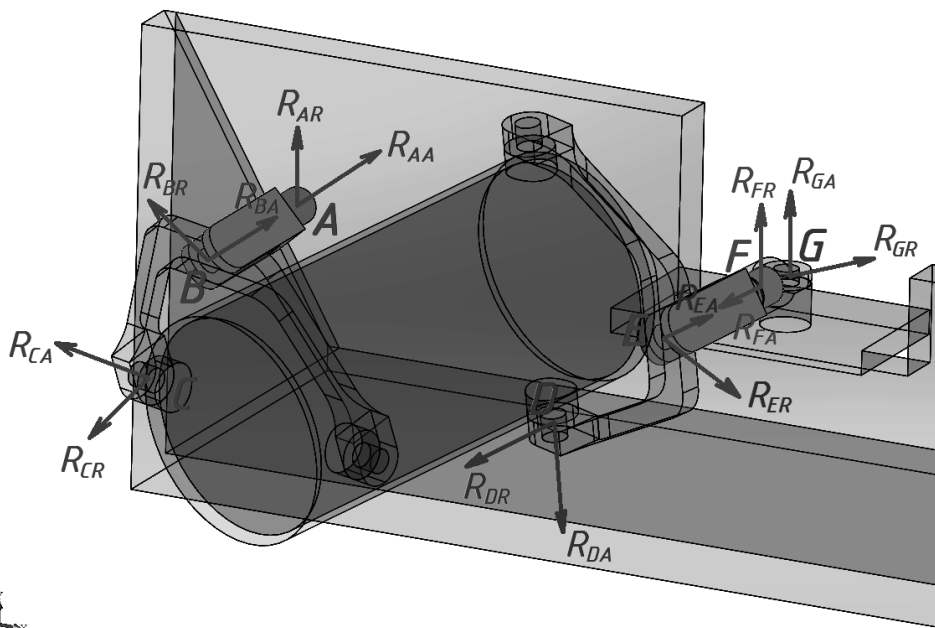


Рис. 4.20. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання

У таблиці 4.3 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$ , яка виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC}/l_B$ .

Таблиця 4.3

		Коефіцієнт $\delta$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$					
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на	$R_{AA}$ , [Н]	88	76↓	70↓	102↑	167↑	241↑
	$R_{FA}$ , [Н]	68	68↓	68↓	100↑	170↑	211↑
	$R_{AR}$ , [Н]	405	398↓	411↓	440↑	480↑	506↑
	$R_{FR}$ , [Н]	608	378↓	340↓	435↓	550↓	785↑
	$R_{BA}$ , [Н]	198	145↓	163↓	180↓	199↓	228↑
	$R_{EA}$ , [Н]	124	77↓	90↓	118↓	168↑	200↑
	$R_{BR}$ , [Н]	294	252↓	265↓	298↑	290↓	392↑
	$R_{ER}$ , [Н]	545	313↓	267↓	338↓	410↓	700↑
	$R_{CA}$ , [Н]	95	70↓	80↓	94↓	95↑	170↑
	$R_{DA}$ , [Н]	194	102↓	79↓	81↓	73↓	77↓
	$R_{CR}$ , [Н]	325	177↓	150↓	340↑	545↑	800↑
	$R_{DR}$ , [Н]	342	171↓	202↓	296↓	392↑	650↑
	$R_{GA}$ , [Н]	-----	398↑	340↓	427↓	537↑	770↑
	$R_{GR}$ , [Н]	-----	127↑	148↑	218↑	266↑	445↑

На основі представлених у таблиці 3 результатів досліджень було побудовано, у вигляді графіків, залежності максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваного просторового механізму від зміни коефіцієнту  $\delta$ , які представлені на рис. 4.21 (радіальні складові реакцій) та рис. 4.22 (осьові складові реакцій).

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 4.21 та рис. 4.22, а також даних представлених у таблиці 3, можна зробити наступні висновки:

1. З точки зору величини максимальних значень реактивних навантажень, які виникають в кінематичних парах досліджуваних просторових механізмів, більш раціональним є використання конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом ніж конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – повзуном, а також «базової» конструкції машини.

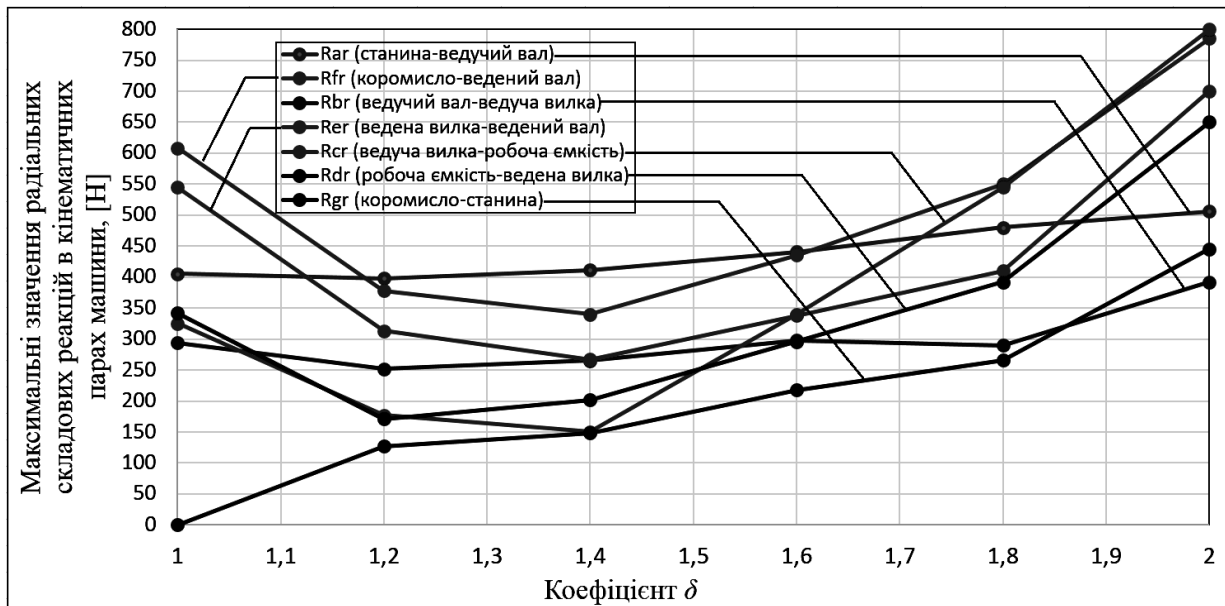


Рис. 4.21. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\delta$

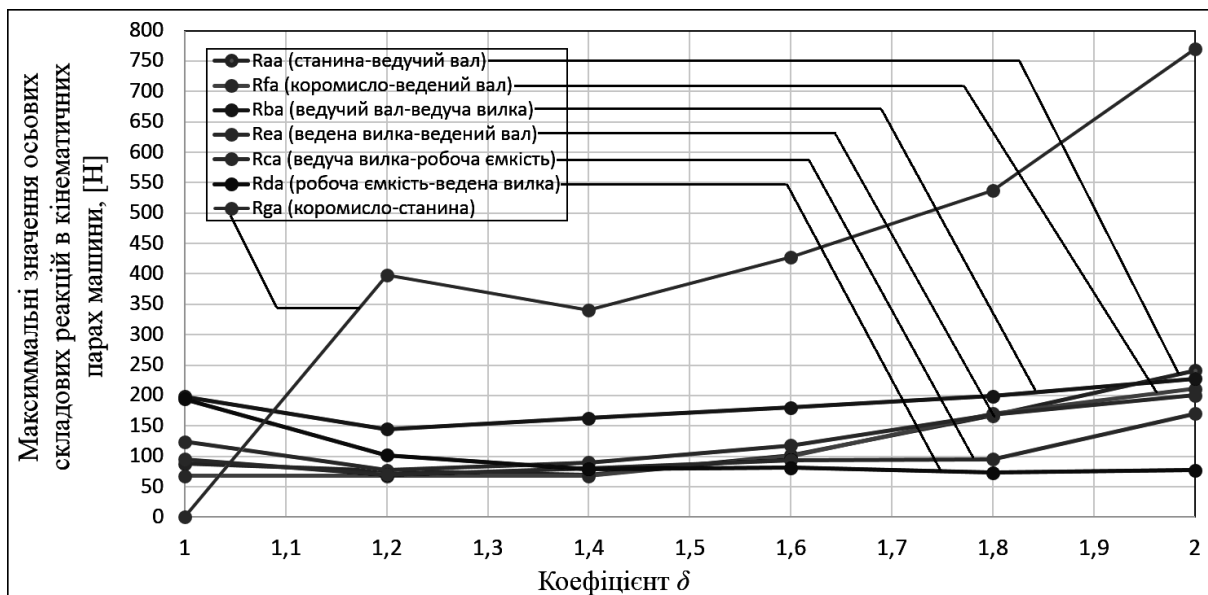


Рис. 4.22. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\delta$

У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, при коефіцієнтах  $\delta=1,2$ ,  $\delta=1,4$  та  $\delta=1,6$  максимальні значення реакцій у всіх кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій, що будуть виникати під час експлуатації «базової» конструкції машини.

2. У досліджуваній конструкції машини при коефіцієнті  $\delta=1,8$  максимальні значення реакцій  $R_{FA}$  та  $R_{CR}$  перевищили на незначну величину відповідні максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини.

3. У досліджуваній конструкції машини при коефіцієнті  $\delta=2,0$  спостерігалось вже значне збільшення максимальних значень деяких реакцій в порівнянні з максимальними значеннями реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини. Таким чином, максимальні значення реакції  $R_{AA}$ ,  $R_{FA}$ ,  $R_{CR}$ ,  $R_{DR}$  стали більшим майже в два рази. Максимальні значення реакцій  $R_{GA}$  та  $R_{GR}$  збільшилися в більш ніж чотири рази (в порівнянні з конструкцією машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, при коефіцієнті  $\delta=1,2$ ). Максимальні значення реакцій  $R_{EA}$  та  $R_{CA}$  перевищили аналогічні максимальні значення реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини на незначну величину.

4. В цілому, характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної машини має відмінності. Максимальні значення осьових складових реакцій майже не змінювалися при збільшенні міжосьової відстані робочої ємкості, в той час, як радіальні максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\delta=1,2$  різко зменшилися, в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,8]$  залишалися майже незмінними, після чого відбулося їх різке збільшення при коефіцієнті  $\delta=2,0$ .

Таким чином, на основі аналізу отриманих даних можна зробити висновок, що конструкцію машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом раціонально використовувати в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 2,0]$ . Слід зауважити, що в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,8]$  максимальні значення реакцій у більшості кінематичних пар просторового механізму досліджуваної машини будуть значно меншими за максимальні значення реакцій у кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини. Також, не слід використовувати досліджувану конструкцію машини з коефіцієнтом  $\delta>2,0$  у зв'язку зі значним збільшенням реакцій практично у всіх кінематичних парах.

#### **4.4. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання**

Розглянемо конструкцію машини без надлишкового зв'язку в якій, у якості додаткової рухомої ланки використано коромисло, що кінематично з'єднано з веденим валом та встановлено у станині з можливістю коливання відносно горизонтальної вісі обертання. Модель даної конструкції машини, змодельованої у САПР SolidWorks, представлена на рис. 4.23.

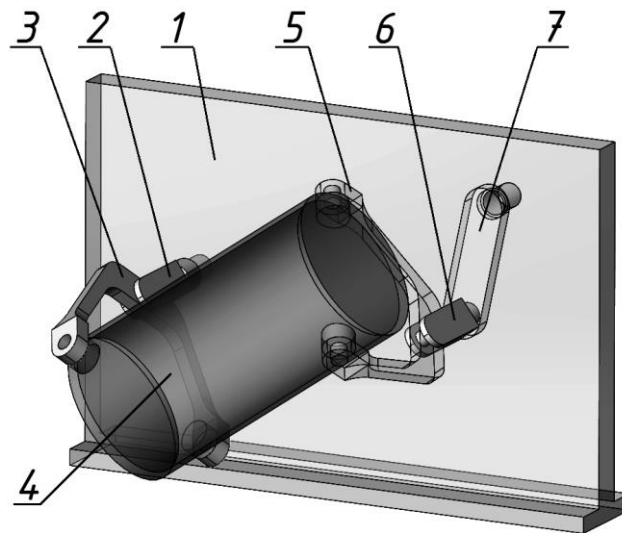


Рис. 4.23. Модель конструкції машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання, де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємкість, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – коромисло.

В даній конструкції машини, за рахунок введення в кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки, також виникає можливість змінювати міжосьову відстань робочої ємкості, тобто, її довжину. Аналогічно до попередньої частини досліджували, як зміна даного геометрично параметру буде впливати на зміну максимальних значень реакцій в кінематичних парах машини. В результаті, встановили максимальну «гранично-допустиму» міжосьову відстань робочої ємкості, що буде виражатися коефіцієнтом  $\delta$ .

Таким чином, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередніх частин було проведено силове дослідження [149] даної конструкції на холостому ході. Міжосьова відстань робочої ємкості  $l_{PC}$  була виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC} / l_B$ . Дослідження були проведені для конструкції машин з наступними значеннями коефіцієнту  $\delta$ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0. Слід зауважити, що при збільшенні міжосьової відстані робочої ємкості також збільшували й відстань  $l_0$  між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання коромисла. Розрахунок величини  $l_0$  виконували за отриманими у роботі залежностями. Окрім того, для кожної досліджуваної конструкції машини кут тиску в кінематичній парі становив  $12^\circ$ . Це забезпечувалося зміною довжини коромисла, яку розраховували за отриманими у роботі залежностями. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання представлено на рис. 4.24.

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в семи обертових кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F, G$ . Значення усіх реакцій були розподілені на дві складові: радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в

кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємкість – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{GA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина»;  $R_{GR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина».

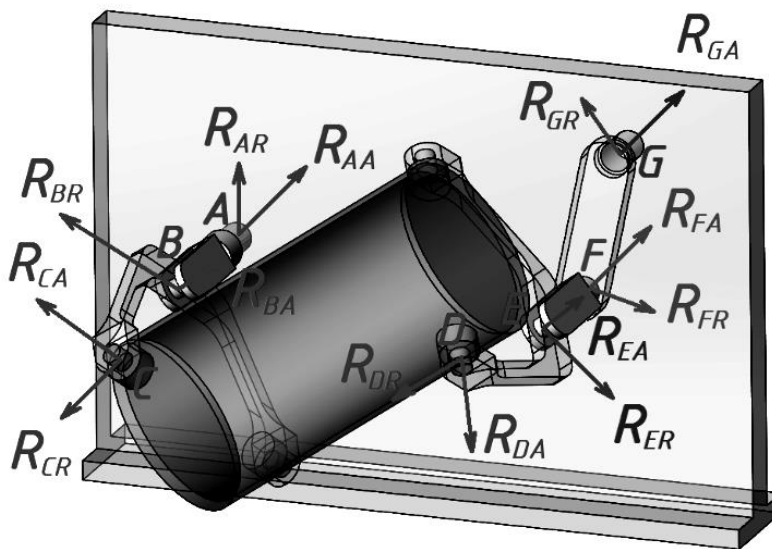


Рис. 4.24. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання

В таблиці 4.4 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$ , яка виражена коефіцієнтом  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC}/l_B$ .

Таблиця 4.4

		Коефіцієнт $\delta$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$					
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Значення	$R_{AA}$ , [Н]	88	80↓	101↑	128↑	165↑	198↑
	$R_{FA}$ , [Н]	68	68↓	98↑	120↑	138↑	169↑
	$R_{AR}$ , [Н]	405	420↑	465↑	502↑	576↑	633↑
	$R_{FR}$ , [Н]	608	380↓	350↓	443↓	600↓	798↑

$R_{BA}$ , [H]	198	169↓	190↓	220↑	260↑	310↑
$R_{EA}$ , [H]	124	90↓	112↓	155↑	210↑	290↑
$R_{BR}$ , [H]	294	238↓	251↓	280↓	318↑	382↑
$R_{ER}$ , [H]	545	313↓	300↓	345↓	408	576↑
$R_{CA}$ , [H]	95	70↓	78↓	83↓	91↓	100↑
$R_{DA}$ , [H]	194	82↓	76↓	78↓	80↓	82↓
$R_{CR}$ , [H]	325	168↓	215↓	301↓	400↑	585↑
$R_{DR}$ , [H]	342	180↓	242↓	368	540↑	798↑
$R_{GA}$ , [H]	-----	105↓	145↑	177↑	205↑	228↑
$R_{GR}$ , [H]	-----	428↑	406↓	515↑	690↑	792↑

На основі представлених у таблиці 4.4 результатів досліджень було побудовано, у вигляді графіків, залежності максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваного просторового механізму від зміни коефіцієнту  $\delta$ , які представлені на рис. 4.25 (радіальні складові реакцій) та рис. 4.26 (осьові складові реакцій).

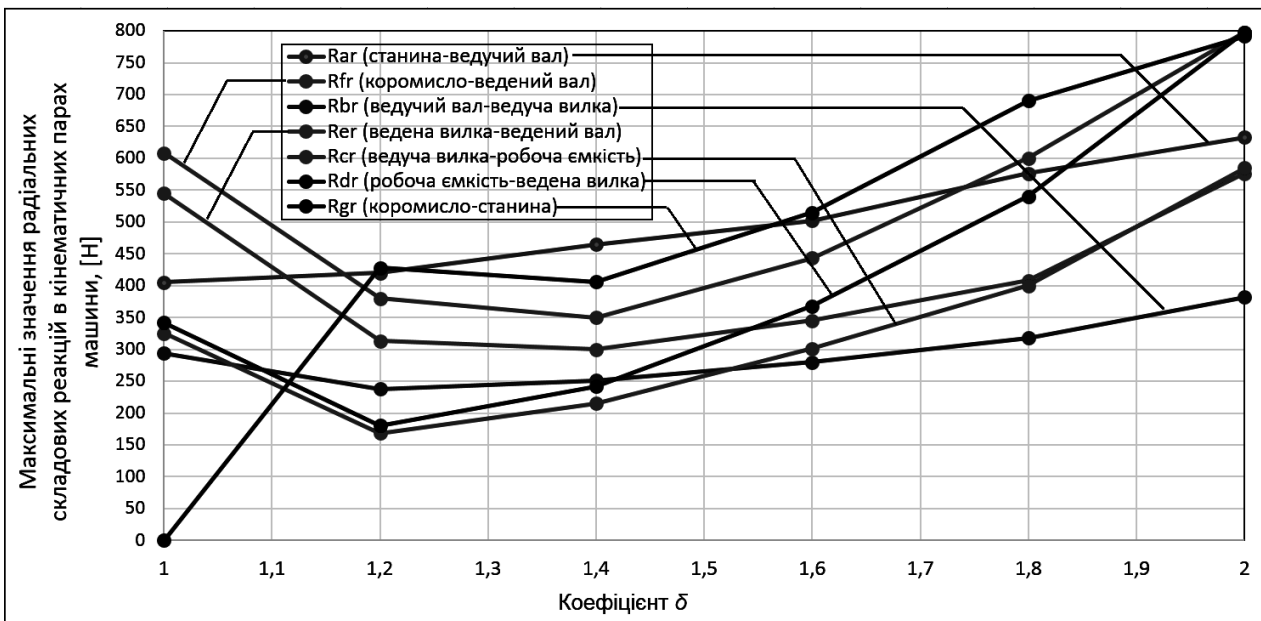


Рис. 4.25. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання, від зміни коефіцієнту  $\delta$



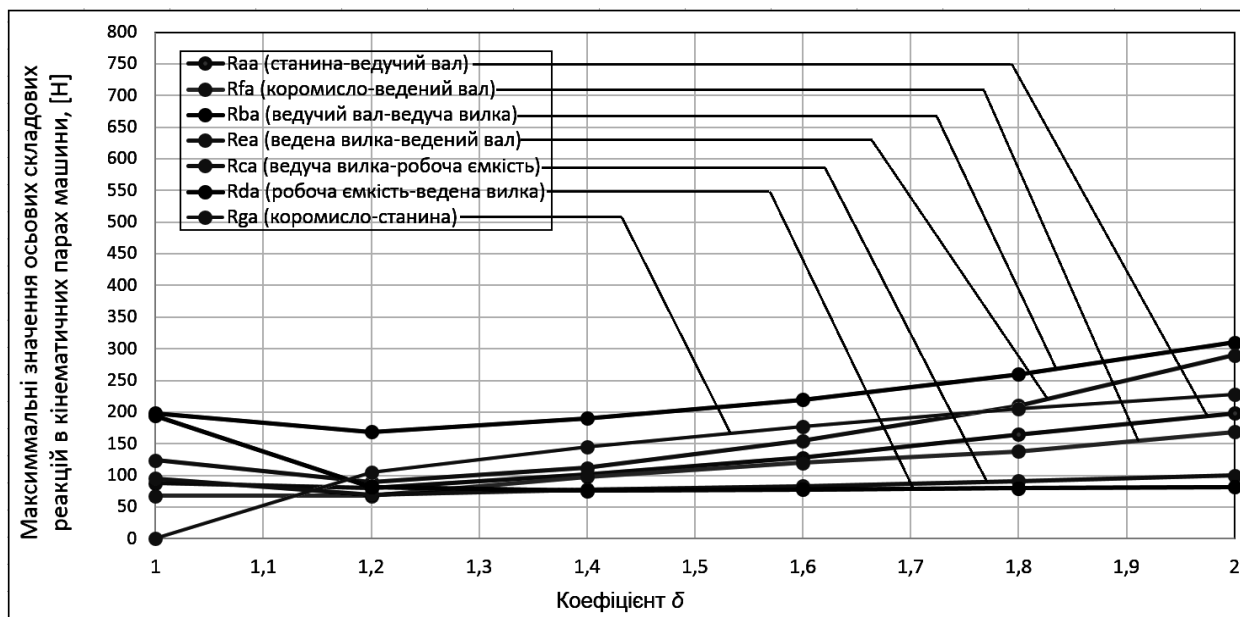


Рис. 4.26. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання, від зміни коефіцієнту  $\delta$

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 4.25 та рис. 4.26, а також даних представлених у таблиці 4, можна зробити наступні висновки:

1. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, при коефіцієнтах  $\delta=1,2$ ,  $\delta=1,4$  та  $\delta=1,6$  максимальні значення реакцій у всіх кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій, що будуть виникати під час експлуатації «базової» конструкції машини.

2. У досліджуваній конструкції машини при коефіцієнті  $\delta=1,8$  максимальні значення семи із дванадцяти реакцій перевищили максимальні значення тих само реакцій у «базовій» конструкції машини.

3. У досліджуваній конструкції машини при коефіцієнті  $\delta=2,0$  максимальні значення восьми із дванадцяти реакцій значно перевищили максимальні значення тих само реакцій у «базовій» конструкції машини. Реакції  $R_{CR}$  та  $R_{DR}$  перевищили значення тих само реакцій в «базовій» конструкції машини майже у два рази.

4. Характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної машини також має відмінності. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,6]$ , їх приріст відбувався на незначну величину. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\delta=1,2$  різко зменшилися, в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,6]$  залишалися майже незмінними, після чого відбулося їх різке збільшення при коефіцієнті.

Таким чином, на основі аналізу отриманих даних можна зробити висновок, що конструкцію машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з додатковою рухомою ланкою – коромислом, що має горизонтальну вісь обертання, раціонально використовувати в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,8]$ . У діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,8]$  максимальні значення реакцій у більшості кінематичних пар просторового механізму досліджуваної машини будуть меншими за максимальні значення реакцій у кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини. Не слід використовувати досліджувану конструкцію машини з коефіцієнтом  $\delta>1,8$  у зв'язку зі значним збільшенням реакцій у більшості кінематичних пар.

#### 4.5. Моделювання та силове дослідження конструкції машини з кінематичною парою 4-го класу

Також було проведено силове дослідження [150] конструкції машини, в кінематичному ланцюзі якої усунуто надлишковий зв'язок за рахунок з'єднання веденої вилки з робочою ємкістю за допомогою кінематичної пари 4-го класу. Кінематична пара 4-го класу надає можливість веденій вилці виконувати, як обертальне, так і зворотно-поступальне переміщення відносно напрямної, яка жорстко з'єднана з робочою ємкістю. Модель даної конструкції машини, змодельованої у САПР SolidWorks, представлена на рис. 4.27.

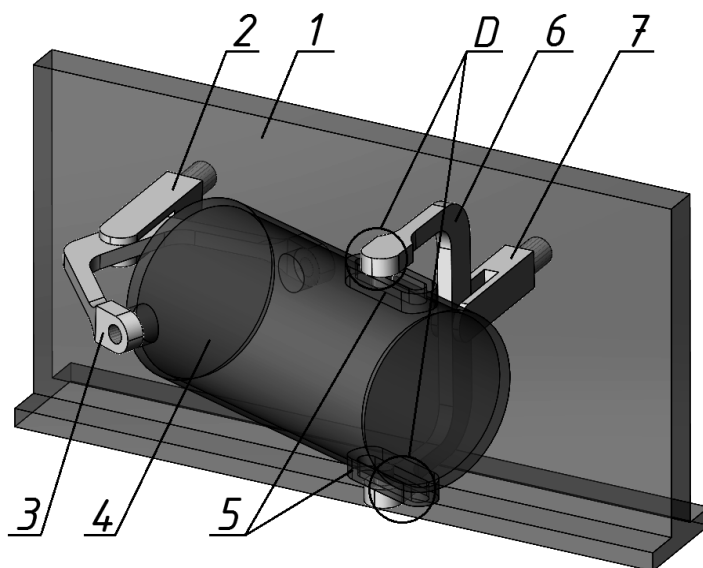


Рис. 4.27. Модель конструкції машини з кінематичною парою 4-го класу, де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємкість, 5 – напрямні, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал, А – кінематична пара 4-го класу.

В даній конструкції машини, за рахунок введення в кінематичний ланцюг вищої кінематичної пари 4-го класу, аналогічно до вищерозглянутих конструкцій машин, виникає можливість змінювати міжосьову відстань робочої ємкості та, відповідно відстань між протилежними її торцями.

У вищерозглянутих конструкціях галтувальних машин міжосьова відстань робочої ємкості залишалася сталою, в той час, як циклічно

змінювалася відстань між осями ведучого та веденого валів. Для цих конструкцій машин використовували зміну коефіцієнту  $\delta$ , що характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємкості до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:

$$\delta = l_{PC} / l_B.$$

У досліджуваній конструкції машини – навпаки, за рахунок кінематичної пари 4-го класу циклічно буде змінюватися відстань між осями ведучої та веденої вилки від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення, що, в свою чергу, є геометричними вісями кріплення робочої ємкості. При силовому дослідженні даної конструкції машини також використовували коефіцієнт  $\delta$ , однак, який характеризував відношення максимальної міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{BB(MAX)}$  до міжосьової відстані  $l_B$  ведучої (веденої) вилки машини:

$$\delta = l_{BB(MAX)} / l_B.$$

Для кожного значення коефіцієнту  $\delta$  геометричні параметри робочої ємкості досліджуваної машини відповідали геометричним параметрам робочих ємкостей вищерозглянутих конструкцій машин.

Таким чином, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередніх частин було проведено силове дослідження досліджуваної конструкції машини, при її роботі на холостому ході. Дослідження були проведені для конструкцій машин з аналогічними значеннями коефіцієнту  $\delta$ , що використовувалися при дослідженні усіх вищепредставлених конструкцій машин. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведена вилка з робочою ємкістю з'єднана за допомогою кінематичної пари 4-го класу представлено на рис. 4. 28.

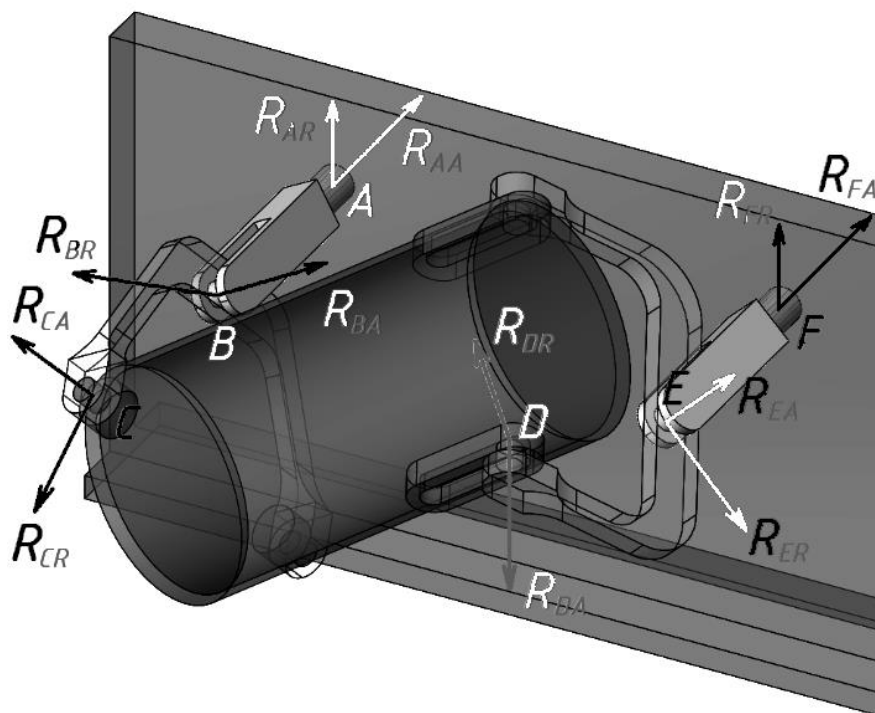


Рис. 4.28. Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з кінематичною парою 4-го класу

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в п'яти обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, E, F$  та в одній кінематичній парі четвертого класу  $D$ . Значення усіх реакцій були також розподілені на дві складові: радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – напрямна»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – напрямна»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина».

В таблиці 4.5 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни максимальної відстані робочої ємкості  $l_{BB(MAX)}$ , яка виражена коефіцієнтом  $\delta$ .

Таблиця 4.5

		Коефіцієнт $\delta$			
		1,0	1,2	1,4	1,6
Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході	$R_{AA}$ , [Н]	88	98↑	138↑	195↑
	$R_{FA}$ , [Н]	68	96↑	144↑	218↑
	$R_{AR}$ , [Н]	405	390↓	417↓	460↑
	$R_{FR}$ , [Н]	608	582↓	506↓	719↑
	$R_{BA}$ , [Н]	198	123↓	120↓	123↓
	$R_{EA}$ , [Н]	124	90↓	118↓	168↑
	$R_{BR}$ , [Н]	294	280↓	258↓	294↓
	$R_{ER}$ , [Н]	545	519↓	440↓	650↑
	$R_{CA}$ , [Н]	95	79↓	91↓	167↑
	$R_{DA}$ , [Н]	194	180↓	145↓	125↓
	$R_{CR}$ , [Н]	325	300↓	217↓	410↑
$R_{DR}$ , [Н]	342	230↓	360↑	580↑	

На основі представлених у таблиці 4.5 результатів досліджень було побудовано, у вигляді графіків, залежності максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваного просторового механізму від зміни коефіцієнту  $\delta$ , які представлені на рис. 4.29 (радіальні складові реакцій) та рис. 4.30 (осьові складові реакцій).

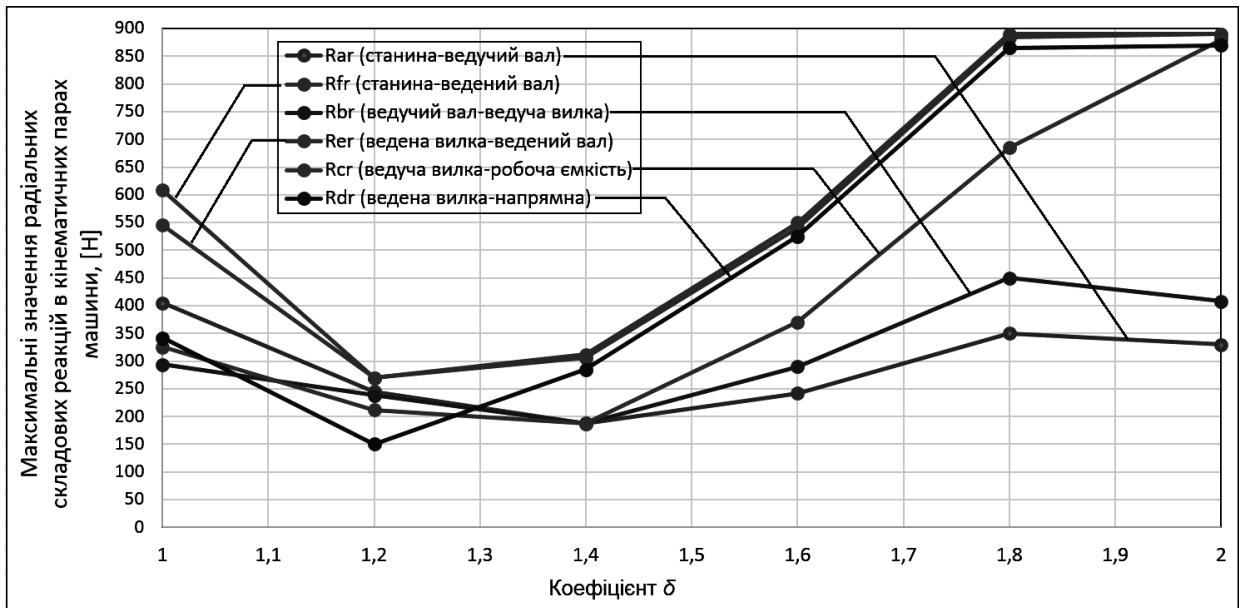


Рис. 4.29. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з кінематичною парою 4-го класу, від зміни коефіцієнту  $\delta$

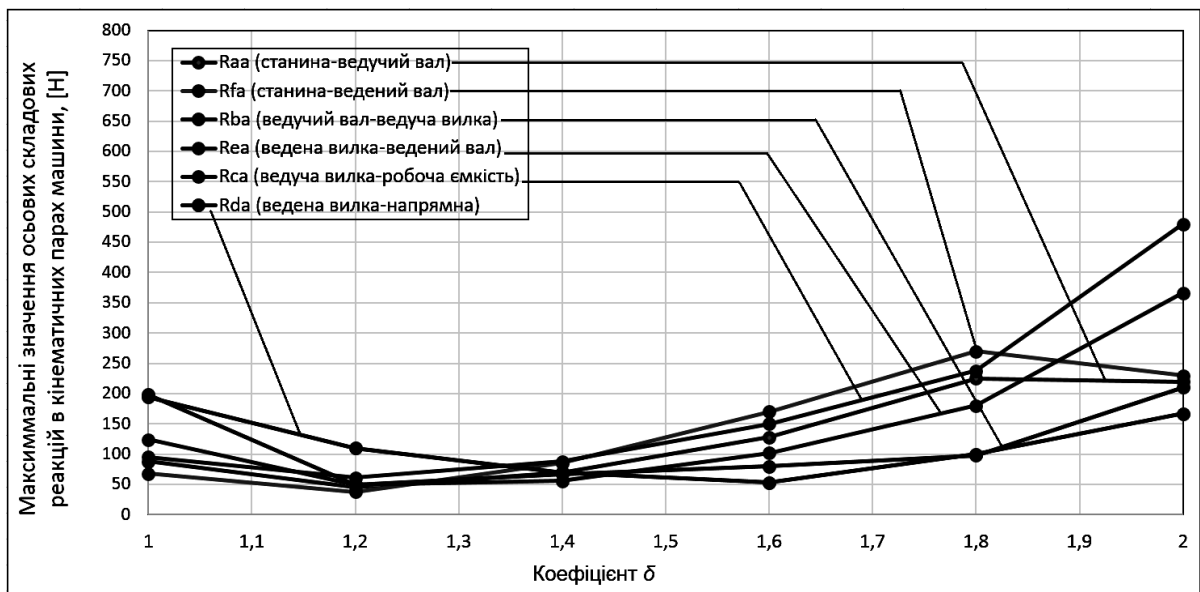


Рис. 4.30. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з кінематичною парою 4-го класу, від зміни коефіцієнту  $\delta$

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 4.29 та рис. 4.30, а також даних представлених у таблиці 5, можна зробити наступні висновки:

1. У конструкції машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведена вилка з робочою ємкістю з'єднана за допомогою кінематичної пари 4-го класу лише при коефіцієнтах  $\delta=1,2$  та  $\delta=1,4$  максимальні значення реакцій практично у всіх кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій у кінематичних парах, що виникати під час експлуатації «базової» конструкції машини.

2. При коефіцієнті  $\delta=1,6$  половина максимальних значень реакцій в кінематичних досліджуваної конструкції машини вже перевищила максимальні

значення реакцій, що виникають в кінематичних парах «базової» конструкції машини. Максимальне значення реакції  $R_{FA}$  в два рази стало більше за максимальне значення реакції в аналогічній кінематичній парі «базової» конструкції машини.

3. Характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної конструкції машини має відмінності та подібний до характеру зміни максимальних значень реакцій у вищепредставлених конструкціях машин. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнтах  $\delta=1,2$  та  $\delta=1,4$  різко зменшилися, після чого відбулося їх різке збільшення. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,6]$ , їх приріст відбувався на незначну величину, далі відбувається вже більш значний їх приріст.

На основі аналізу отриманих даних був зроблений висновок, що конструкцію машини з видовженою робочою ємкістю, в якій ведена вилка з робочою ємкістю з'єднана за допомогою кінематичної пари 4-го класу, раціонально використовувати в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta=[1,2 - 1,4]$ . Також не варто використовувати досліджувану конструкцію машини з коефіцієнтом  $\delta > 1,4$  у зв'язку зі значним збільшенням реакцій у більшості кінематичних пар.

#### **4.6. Моделювання та силове дослідження розробленої конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою**

У даній конструкції машини використовуються дві відокремлені робочі ємкості, що можуть виконувати взаємне переміщення одна відносно іншої за рахунок введення поступальної кінематичної пари. Модель даної машини, що виконана за допомогою САПР SolidWorks представлена на рис. 4.31.

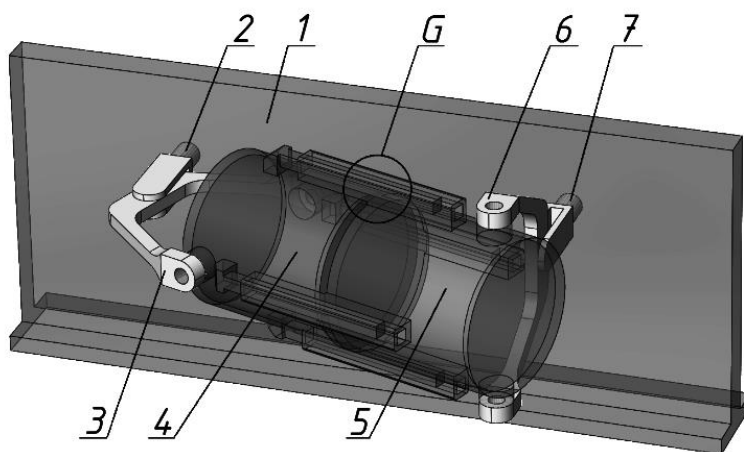


Рис. 4.31. Модель конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, де 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – перша робоча ємкість, 5 – друга робоча ємкість, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал, G – поступальна кінематична пара.

У даній конструкції машини з просторового кінематичного ланцюга вилучено пасивний зв'язок, що дає можливість в певному діапазоні варіювати довжиною робочих ємкостей. Оскільки у досліджуваній конструкції машини, за рахунок поступальної кінематичної пари, буде змінюватися відстань між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення робочих ємкостей, то співставлення коефіцієнту  $\delta$  приймалося на основі співставлення відстані робочої ємкості між торцем та геометричною віссю кріплення з вилкою. Таким чином, у досліджуваній конструкції машини, використовувався практично аналогічний об'єм кожної з робочих ємкостей, що відповідає об'єму робочої ємкості вищерозглянутих машин, для яких характерний коефіцієнт  $\delta = l_{PC} / l_B$ .

За допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередніх частин було проведено силове дослідження [151] конструкції машини з двома робочими ємкостями, при її роботі на холостому ході. Для даної конструкції машини дослідження проводилися поступово збільшуючи відстані робочих ємкостей від торця до геометричної вісі кріплення, які характерні відповідним значенням коефіцієнту  $\delta$ . Таким чином, на рис. 4.32 представлено схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою.

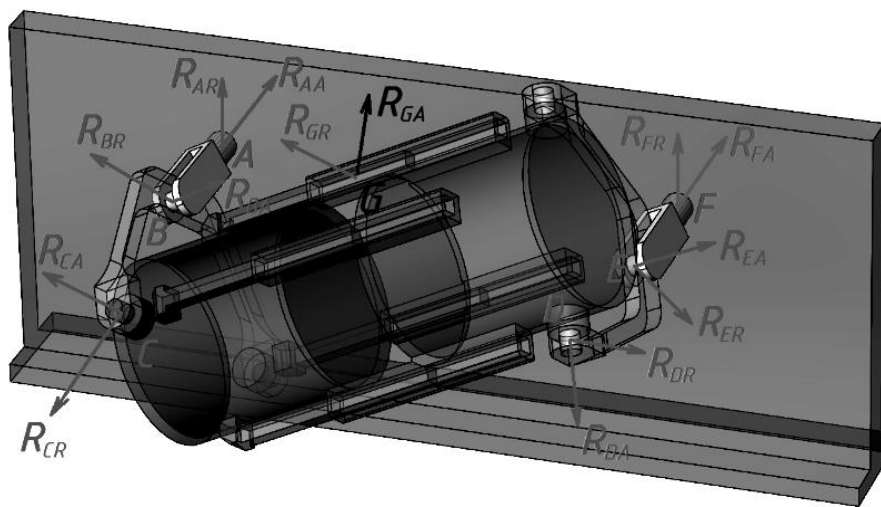


Рис. 4.32 Схематичне зображення векторів реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в п'яти обертових кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, E, F, G$  та в одній поступальній кінематичній парі  $D$ . Значення усіх реакцій були також розподілені на дві складові: радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі

«станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємкість»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємкість»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємкість»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємкість»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{GA}$ ,  $R_{GR}$  – складова реакцій в кінематичній парі «перша робоча ємкість – друга робоча ємкість».

В таблиці 4.6 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни довжини  $l_{PC}$ , що характеризує відстань робочих ємкостей від торця до геометричної вісі кріплення та відповідного значення коефіцієнту  $\delta$ .

Таблиця 4.6

		Коефіцієнт $\delta$			
		1,0	1,2	1,4	1,6
Значення реакцій в кінематичних парах машини	$R_{AA}$ , [H]	88	151↑	277↑	485↑
	$R_{FA}$ , [H]	68	150↑	280↑	499↑
	$R_{AR}$ , [H]	405	450↑	512↑	900↑
	$R_{FR}$ , [H]	608	418↓	753↑	1699↑
	$R_{BA}$ , [H]	198	101↓	105↓	158↓
	$R_{EA}$ , [H]	124	142↑	210↑	371↑
	$R_{BR}$ , [H]	294	380↑	455↑	873↑
	$R_{ER}$ , [H]	545	422↓	780↑	1760↑
	$R_{CA}$ , [H]	95	138↑	250↑	505↑
	$R_{DA}$ , [H]	194	133↓	149↓	301↑
	$R_{CR}$ , [H]	325	365↑	733↑	1901↑
	$R_{DR}$ , [H]	342	278↓	512↑	1212↑
	$R_{GA}$ , [H]	-----	86↑	178↑	379↑
	$R_{GR}$ , [H]	-----	115↑	155↑	340↑

На основі представлених у таблиціб результатів досліджень було побудовано, у вигляді графіків, залежності максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваного просторового механізму від зміни коефіцієнту  $\delta$ , які представлені на рис. 4.33 (радіальні складові реакцій) та рис. 4.34 (осьові складові реакцій).



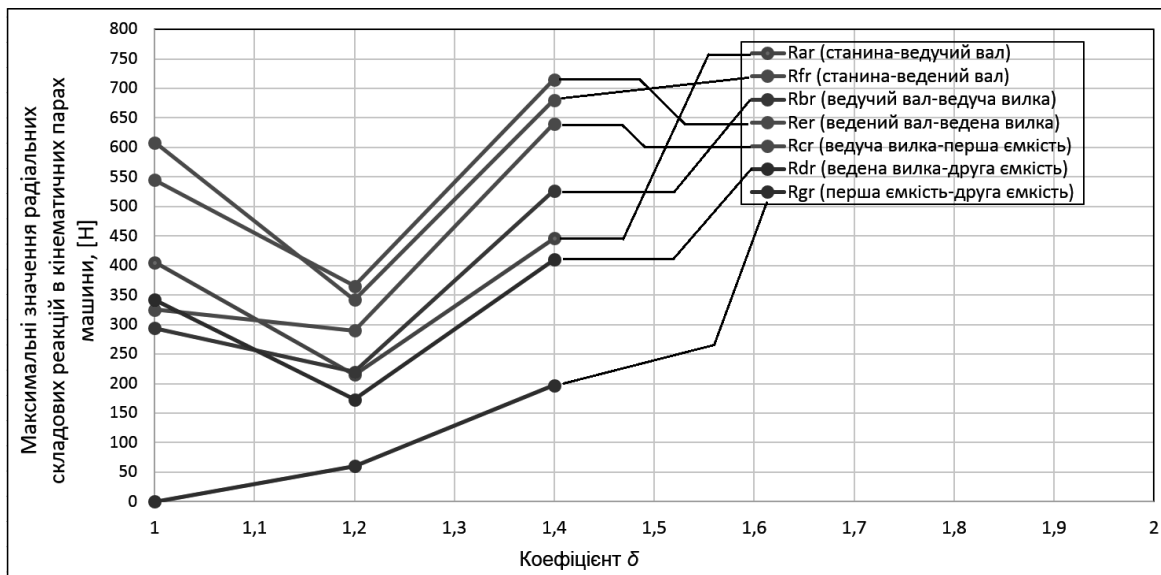


Рис. 4.22. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\delta$

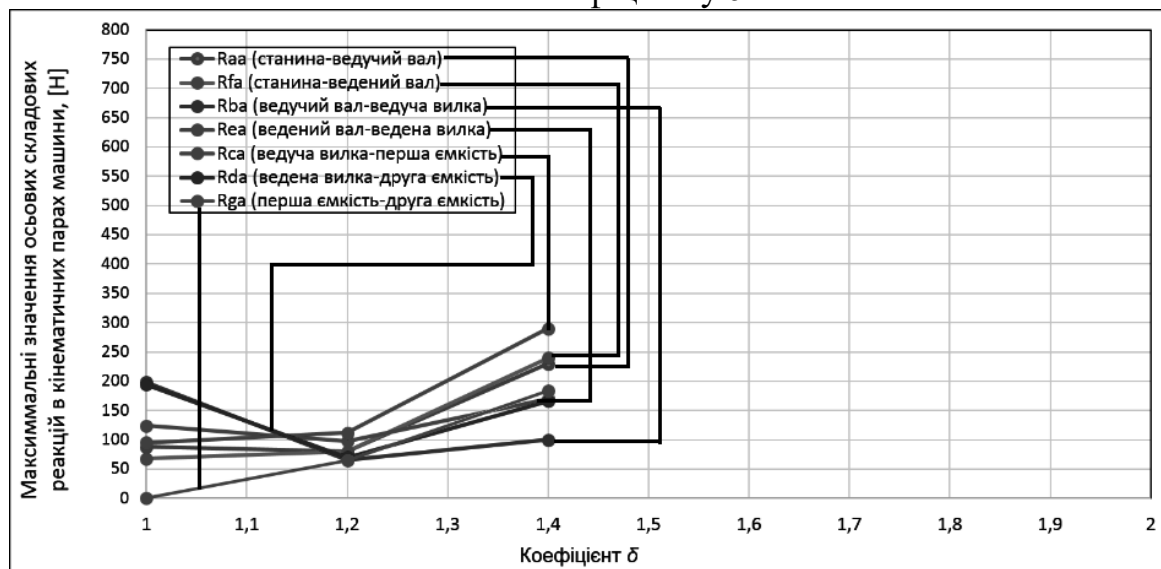


Рис. 52. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\delta$

Дослідження проводилися лише для двох типорозмірів даної конструкції машини, яким відповідали значення коефіцієнтів  $\delta=1,2$  та  $\delta=1,4$ . Проведення подальших досліджень для інших, більших, типорозмірів конструкції машини не було актуальним, оскільки вже в конструкції машини, що відповідає коефіцієнту  $\delta=1,4$ , реакції практично у всіх кінематичних парах перевищили значення реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини. При подальшому збільшенні довжин робочих ємкостей, значення реакцій в кінематичних парах ще більше будуть зростати, що призведе до необхідності

посилення рухомих вузлів машини за рахунок збільшення їх жорсткості та міцності, що, призведе до значного підвищення вартості даного обладнання.

Таким чином, просторовий механізм конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою рекомендовано проектувати в межах зміни коефіцієнту  $\delta = [1,2 - 1,4]$ .

Також варто зауважити, що, аналогічно до попередньо досліджуваних конструкцій машин, зберігається характер зміни максимальних значень реакцій у кінематичних парах. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\delta = 1,2$  зменшилися, після чого відбулося їх подальше різке збільшення. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\delta = [1,0 - 1,2]$ , далі відбувається вже більш значний їх приріст.

#### 4.7. Систематизація та узагальнення результатів силового дослідження

Щодо усіх розроблених галтувальних конструкцій галтувальних машин без наявності пасивних зв'язків у їх кінематичних ланцюгах було проведено силове дослідження з точки зору визначення реакцій у кінематичних парах машин в залежності від зміни коефіцієнту  $\lambda$ , яким вдалося об'єднати усі розроблені конструкції та, який, в цілому, характеризував вплив величини міжосьової відстані робочої ємності на зміну реакцій в усіх кінематичних парх машини. В результаті такого дослідження було отримано для кожної розробленої конструкції галтувальної машини діапазони зміни коефіцієнтів  $\lambda$ , що визначає раціональні межі зміни міжосьової відстані робочої ємності.

Також, слід зазначити, що у деяких розроблених конструкціях галтувальних машин, при відповідних значеннях коефіцієнту  $\lambda$ , максимальні значення реакцій у кінематичних парах були значно меншими за максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини.

Таким чином, у таблиці 4.7 представлено зведені результати досліджень із зазначеними діапазонами зміни коефіцієнту  $\lambda$ , при яких забезпечується раціональне використання розроблених конструкцій машин без посилення міцності та надійності рухомих вузлів, із забезпеченням довговічності її роботи, яка, як мінімум, не менша ніж довговічність роботи «базової» конструкції машини.

Таблиці 4.7

№ п/п	Назва розробленої конструкції галтувальної машини	Діапазон $\lambda$ , при якому раціонально використовуват и розроблену конструкцію машини	Діапазон $\lambda$ , при якому більшість реакцій у КП менші за реакції у КП «базової» конструкції машини	Вираз для визначення $\lambda$
1	Машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання	1,0 – 2,0	1,1 – 1,7	$\lambda = l_{PC} / l_B$

2	Машина з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання	1,0 – 2,0	1,1 – 1,5	$\lambda = l_{PC} / l_B$
3	Машина з додатковою рухомою ланкою повзуном	1,0 – 1,6	1,1 – 1,3	$\lambda = l_{PC} / l_B$
4	Машина, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу	1,0 – 1,5	1,1 – 1,4	$\lambda = l_{BB(MAX)} / l_B$
5	Машина з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари	1,0 – 1,3	1,1 – 1,2	$\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B$
6	Машини з двома ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою	1,0 – 1,3	-----	$\lambda = l_{PC(MIN)} / l_B$
7	Машина з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари	1,0 – 1,1	-----	$\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B$
8	Машини з двома ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінемат. парою	-----	-----	$\lambda = l_{PC(MAX)} / l_B$

Таким чином, на основі вищесказаного, а також результатів силового дослідження, які представлені у таблиці 4.7 можна стверджувати, що розроблена конструкція машини з двома ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою є найбільш «невдалою» з точки зору величини реакцій, які будуть виникати під час її експлуатації в обертальних кінематичних парх. Незважаючи на те, що даний просторовий механізм звільнено від пасивного зв'язку, використовувати дану конструкцію галтувальної машини у промислових цілях не рекомендується у зв'язку з необхідністю виготовлення таких рухомих вузлів, які здатні були б витримувати значні реактивні навантаження. Окрім того, значні реакції у кінематичних парах будуть призводити до скорочення терміну експлуатації такої конструкції машини.

У той само час, найбільш «вдалими» будуть розроблені конструкції машин з додатковими рухомими ланками коромислами (з вертикальною та горизонтальною віссю обертання), а також з додатковою рухомою ланкою повзуном. Дані конструкції машин, при дотриманні відповідних діапазонів зміни коефіцієнту  $\lambda$ , з точки зору реактивних навантажень у кінематичних парах, є більш раціональними у використанні за «базову» конструкцію машини, оскільки реакції у більшості кінематичних пар таких розроблених конструкцій

машин будуть значно меншими за значення реакцій у відповідних кінематичних парах «базової» конструкції машини.

### **Висновки до 4-го розділу**

1. Виконано силове дослідження просторових механізмів машини для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочих ємкостей за допомогою САПР SolidWorks, зокрема, визначено реакції в усіх кінематичних парах.

2. Досліджено вплив зміни коефіцієнту  $\delta$ , який характеризує геометричні та конструктивні параметри машини на максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.

3. Отримані раціональні діапазони зміни геометричних параметрів розроблених галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей.

## РОЗДІЛ 5. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЧАСТИНКИ ТА ОБРОБЛЮВАНОЇ ДЕТАЛІ

### 5.1. Розрахунок обсягу матеріалу, що видаляється при введенні частки в поверхню оброблюваної деталі. Визначення параметрів впровадження частки в загальному випадку

Під час проведення оздоблювально-зачисної обробки в ємкостях зі складним просторовим рухом оброблювані деталі перебувають у постійному контакті з частинками наповнювача та одна з іншою. Під час контакту частинки наповнювача та оброблюваної деталі відбувається видалення частини матеріалу з поверхні деталі в місці контакту. Це обумовлено абразивністю поверхні частинок наповнювача. Для визначення об'єму матеріалу, що видаляється, розглянемо контакт частинки наповнювача з поверхнею деталі. Вважаємо поверхню деталі пружно-пластичною. По цій поверхні ударяє частинка наповнювача масою  $m$ , що рухається зі швидкістю  $v_0$  під кутом  $\alpha$  до вертикалі. При зануренні частинки у поверхню деталі на неї діють сили пружності  $F_y$  і сили зумовлені порушенням структури матеріалу  $F_c$  – назвемо їх силами опору. Запишемо рівняння руху частинки в проекціях на осі  $OY$  і  $OX$ . Вісь  $OY$  перпендикулярна поверхні деталі, вісь  $OX$  проходить уздовж поверхні (або по дотичній до неї).

В проекціях на вісь  $OY$  діючі сили можна представити так: сила пружності  $F_{np} = -k_1 y$  сила опору  $F_o = -k_2 \cdot \dot{y}$ , де  $k_1$  – коефіцієнт, що враховує модуль пружності матеріалу  $E$  і розмір зони контакту частинки,  $k_2$  – коефіцієнт, що враховує границю текучості матеріалу і розмір зони контакту частинки. Рівняння руху буде мати вид:

$$m \ddot{y} = -k_1 y - k_2 \dot{y}, \text{ або } m \ddot{y} + k_1 y + k_2 \dot{y} = 0. \quad (5.1)$$

Це лінійне однорідне рівняння другого порядку. Окремі рішення будуть мати наступний вигляд:  $y = e^{\delta t}$ . Характеристичне рівняння:  $m\delta^2 + k_2\delta + k_1 = 0$ . Розв'язок цього рівняння відносно  $\delta$  матиме вигляд:

$$\delta_{1,2} = \frac{-k_2 \pm \sqrt{k_2^2 - 4k_1 \cdot m}}{2 \cdot m}.$$

Припустимо, що пружні сили достатні для того, щоб виштовхнути частинку із оброблюваної деталі. В такому випадку вважатимемо, що:  $k_2^2 - 4k_1 \cdot m < 0$ . Корені характеристичного рівняння комплексні, тому загальний розв'язок рівняння (5.1) запишемо у вигляді:

$$y = e^{-\frac{k_2}{2m} t} (C_1 \cdot \cos \beta \cdot t + C_2 \cdot \sin \beta \cdot t), \quad (5.2)$$

де  $\beta = \frac{\sqrt{-k_2^2 + 4k_1 \cdot m}}{2m}$ .

Визначаємо сталі  $C_1$  та  $C_2$  при початкових умовах:  $y(0) = 0$ ,  $\dot{y}(0) = v_{0y} = v_0 \cdot \cos \alpha$ .  $t=0$ , частинне рішення рівняння (5.1) (5.112) приймає вигляд:

$$y = e^{-\frac{k_2}{2m}t} \frac{v_0}{\beta} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot t. \quad (5.3)$$

В момент максимального занурення частинки в поверхню деталі  $v_y=0$ . Для визначення часу занурення частинки продиференціюємо вираз (5.3) за часом з урахуванням того, що в момент максимального занурення частинки у поверхню деталі її швидкість по осі  $OY$  дорівнює нулю:

$$t_{ex} = \frac{1}{\beta} \cdot \operatorname{arctg} \frac{2m\beta}{k_2}, \quad (5.4)$$

де  $t_{ex}$  – час від початку дотику частинки до досягнення максимальної глибини занурення.

Для визначення максимальної глибини занурення частинки підставимо (5.4) в (5.3):

$$y_{max} = \exp\left(-\frac{k_2}{2m\beta} \cdot \operatorname{arctg} \frac{2m\beta}{k_2}\right) \cdot \frac{v_0}{\beta} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{2m\beta}{k_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{4m^2\beta^2}{k_2^2}}}. \quad (5.5)$$

Після того, як частинка занурилася на максимальну глибину відбувається її вихід із матеріалу під дією сили пружності  $F_{np}$ , сила опору  $F_o$  по вісі  $OY$  вже не діє. Рівняння руху у випадку виходу частинки буде мати вигляд:

$$m\ddot{y} = -k_1 y. \quad (5.6)$$

При початкових умовах  $y(0) = y_{max}$ ,  $\dot{y}(0) = 0$ ,  $t = 0$ , часткове рівняння (5.6) прийматиме вигляд:

$$y = y_{max} \cdot \cos \beta_1 \cdot t. \quad (5.7)$$

де:  $\beta_1 = \sqrt{k_1/m}$

В момент виходу частинки за межі поверхні деталі  $y = 0$ , тобто з (5.7) одержуємо вираз для часу виходу частинки з матеріалу деталі:

$$t_2 = \pi / 2\beta_1 \quad (5.8)$$

Загальний час, упродовж якого частинка контактує з деталлю, що піддається обробці, дорівнює:

$$t_k = t_{ex} + t_{вых} = \frac{1}{\beta} \cdot \operatorname{arctg} \frac{2m\beta}{k_2} + \frac{\pi}{2 \cdot \beta_1}. \quad (5.9)$$

Розглянемо рух частинки при її контакті з деталлю в проекціях на вісь  $OX$ , що співпадає з поверхнею деталі. Допустимо, що по вісі  $OX$  пружні сили досить незначні і ними можна знехтувати. Рівняння руху частинки:

$$m\ddot{x} = -k_2 \cdot \dot{x}. \quad (5.10)$$

Частичне рішення рівняння (5.10) при початкових умовах  $x(0) = 0$ ,  $\dot{x}(0) = v_{0x} = v_0 \cdot \sin \alpha$ ,  $t = 0$  має вигляд:

$$x_{max} = \frac{v_0 \cdot \sin \alpha \cdot m}{k_2} \cdot (1 - e^{-\frac{k_2}{m}t}). \quad (5.11)$$

де  $x$  – шлях, який проходить частинка при контакті з деталлю, що обробляється вздовж осі  $OX$ .

Максимальний шлях, який проходить частинка середовища, при  $t = t_k$  (рівняння (5.11)): Таким чином, рух абразивної частинки при її контакті з поверхнею оброблюваної деталі описується рівнянням:

$$x = \frac{v_0 \cdot \sin \alpha \cdot m}{k_2} \cdot (1 - e^{-\frac{k_2 \cdot t}{m}}); \quad y = e^{-\frac{k_2 \cdot t}{m}} \cdot \frac{v_0}{\beta} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot t, \quad \text{при } 0 < t < t_{ex}; \quad (5.12)$$

$$y = y_{max} \cdot \cos \beta_1 \cdot (t_k - t), \quad \text{при } t_{ex} < t < t_{вых}.$$

Об'єм матеріалу, який вилучається частинкою, буде залежати від форми частинки. Розглянемо випадок занурення в матеріал частинки конічної, тетраїдальної форми у випадку занурення вершиною кутом конусності  $\zeta$  (рис. 5.1). Частинка занурюється на глибину  $y$  та елементарний об'єм, що вилучатиметься нею при проходженні відстані  $dx$ , складатиме:

$$dV = S_y \cdot dx. \quad (5.13)$$

де  $S_y$  – площа поперечного перерізу, частинки, що занурюється в матеріал.

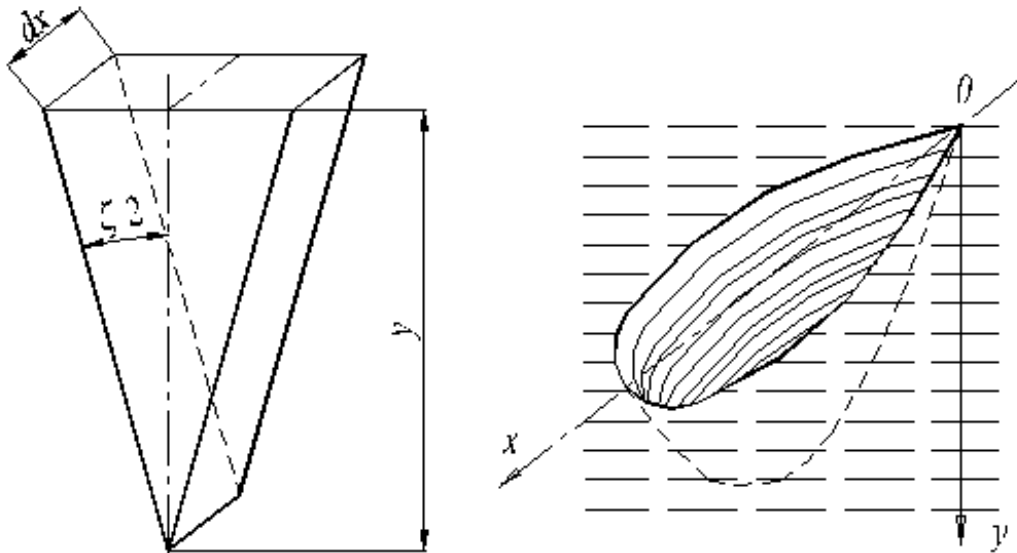


Рис. 5.1. Схема для визначення елементарного об'єму матеріалу, що видаляється абразивною частинкою та форма сліду від неї на поверхні деталі

В даному випадку  $S = y \cdot y \cdot \operatorname{tg} \frac{\zeta}{2} = y^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\zeta}{2}$ , відповідно:  $dV = y^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\zeta}{2} \cdot dx$ .

Таким чином, об'єм матеріалу, який вилучається можна уявити у вигляді двох об'ємів. Перший –  $V_1$ , знімається при зануренні частинки, другий –  $V_2$  знімається при виході частинки із матеріалу. Інтегруємо вираз (5.13) з урахуванням системи рівнянь (5.12).

$$V = \operatorname{tg} \frac{\zeta}{2} \left[ \frac{Mm}{4} \left( \frac{1 - e^{-A}}{k_2} - \frac{k_2 - e^{-A} (m\beta \sin 2t_{ex} \beta - k_2 \cos 2t_{ex} \beta)}{m^2 \beta^2 + k_2^2} \right) + \right]$$

$$+ \frac{B}{2} \left[ \frac{me^A (2\beta_1 m \sin 2\beta_1 (t_k + t_{\alpha}) + k_2 t_1 \cos 2\beta_1 (t_k - t_{\alpha}))}{4\beta_1^2 m^2 + k_2^2 t_{\alpha}^2} - \frac{me^{-\frac{k_2 t_k}{m}} k_2 t_k}{4\beta_1^2 m^2 + k_2^2 t_k^2} \right], \quad (5.14)$$

$$\text{де } M = \frac{v_0^3}{\beta^2} \cos^2 \alpha \sin \alpha; \quad B = y_{\max}^2 v_0 \sin \alpha; \quad A = \frac{-2k_2 t_1}{m}.$$

Отримане рівняння (5.14) дозволяє розрахувати об'єм матеріалу, що видаляється з поверхні деталі при одиничному контакті з чатинкою робочого середовища конічної чи тетраїдальної форми. Об'єм матеріалу, що видаляється залежить від маси частинки, швидкості та кута її взаємодії з оброблюваною поверхнею, а також від фізико-механічних властивостей деталі.

Визначимо об'єм матеріалу, що вилучається при зануренні частинки прямокутної форми. Використаємо залежність (5.13). В даному випадку об'єм розраховується по наступній формулі:

$$V = \int_0^{t_k} y \cdot v \cdot dx, \quad (5.15)$$

де  $v$  – ширина частинки, що занурюється.

Перетворимо формулу по аналогії з попереднім випадком для конуса. Об'єм матеріалу, що видаляється прямокутною частинкою, визначається за формулою:

$$V = 2bm^2 v_0^2 \sin 2\alpha \left( \frac{1 - e^D \left( \cos t_1 \beta + \frac{3k_2}{2\beta^2 m} \sin t_{\alpha} \beta \right)}{4\beta^2 m^2 + 9k_2^2} \right) - b \frac{m y_{\max} v_0 \sin \alpha}{m^2 \beta_1^2 + k_2^2} \left( k_2 e^{-\frac{k_2 t_k}{m}} + m \beta_1 e^D \sin \beta_1 (t_k - t_{\alpha}) - k_2 e^D \cos \beta_1 (t_k - t_{\alpha}) \right), \quad (5.16)$$

де  $D = k_2 t_{\alpha} / m$ .

Рівняння (5.16) дозволяє розрахувати об'єм матеріалу, що видаляється з поверхні деталі при одноразовому контакті з частинкою робочого середовища прямокутної форми. Об'єм матеріалу, що видаляється залежить від маси частинки, швидкості та кута її взаємодії з оброблюваною поверхнею, а також фізико-механічних властивостей матеріалу деталі.

Викладена методика визначення об'єму видаленого з поверхні оброблюваної деталі матеріалу частинками наповнювача є спрощеною однак незважаючи на це вона дозволяє (при відомих швидкостях і частоті взаємодії деталі та частинок наповнювача) підійти до кількісної оцінки продуктивності процесу обробки на стадії проектування технологічного процесу й устаткування.

## 5.2. Кількість матеріалу, що видаляється з поверхні полімерної деталі при фрикційному контакті

У загальній проблемі контактної взаємодії твердих тіл питання тертя полімерів займають одне з найважливіших місць. Труднощі вивчення цих



питань пов'язані з тим, що при фрикційному навантаженні активізуються фізико-хімічні процеси (фізична і хімічна адсорбція, дифузія, окислювання і т.д.).

Найбільш плідним є вивчення тертя з позицій фізико-хімічної механіки матеріалів. Однак у спробах побудови аналітичних залежностей і розрахункових методів визначення сил тертя, поки не вдається врахувати досить повно комплекс явищ, що протікають на фрикційних поверхнях. В даний час встановлено наявність як адгезійної взаємодії тіл тертя, так і деформування поверхневих шарів нерівностями контртіла [152]. Поділ загальної величини тертя на адгезійну і деформаційну складові носить умовний характер, тому що однаково важко представити як деформацію контактуючих тіл без адгезії, так і адгезійну взаємодію без деформації. Однак такий поділ, характерний майже для всіх теорій тертя, має на сучасному етапі розвитку трибоніки визначений і, насамперед, методичний зміст. Це дозволяє, спростивши і схематизувавши загальну картину тертя, створити прийнятну модель процесу, що допускає кількісний опис.

Існуючі теорії тертя розрізняються в першу чергу їх відношенням до цих складових тертя. Наприклад одна з найстаріших теорій – механічна, цілком зневажає адгезійною складовою, а адгезійна і молекулярна теорії тертя не враховують деформаційну складову (або вважають її незначною поправкою до адгезійної). Інша відмінність пов'язана з тими фізико-хімічними явищами, яким ця теорія відводить домінуючу роль в процесі тертя (наприклад, адгезійна, молекулярна або молекулярно-кінетична теорії) [152, 153].

Для інженерних задач дуже важливо, наскільки рекомендації теорії універсальні. В даному випадку під універсальністю розуміють можливість описувати та прогнозувати процес тертя на основі обмеженої кількості стандартизованих даних та співвідношень.

До теперішнього часу накопичився достатньо об'ємний експериментальний матеріал з тертя полімерів, що дозволяє зробити деякі узагальнення з метою розробки основ теорії тертя метало-полімерного контакту.

Метою даного дослідження є встановлення аналітичного зв'язку між силовими факторами, що діють на оброблювану полімерну деталь при обробці технологічним середовищем в обертових ємкостях і кількістю матеріалу, що видаляється з поверхні деталі. Для цього розглянемо процес тертя полімерної деталі з частинкою наповнювача

Після співставлення існуючих теорій тертя з точки зору можливості їх застосування до полімерних матеріалів для поточних розрахунків обрана адгезійно-деформаційна теорія, яка, на нашу думку, найбільш повно описує процеси, що відбуваються при фрикційній взаємодії полімерів з іншими матеріалами. Відповідно до цієї теорії взаємодія поверхонь має подвійну, молекулярно-механічну природу. Молекулярна взаємодія обумовлена взаємним тяжінням двох твердих тіл, їхньою адгезією; механічна – взаємним зануренням елементів спряжених поверхонь. Виникаючі під впливом нормальних та тангенціальних сил плями дотику називаються фрикційними.

Розглянемо випадок взаємодії абсолютно жорсткої шорсткої поверхні з деформованим рівним тілом, знос якого належить визначити. Будемо вважати, що знос спричинений втратою матеріалу, процеси окислення та деструкції не враховуються, а швидкість ковзання впливає через температуру, яка в свою чергу змінює фізико-механічні показники матеріалу.

Для визначення фактичної площі контакту необхідно володіти знаннями фізико-механічних властивостей, умов контактування та параметрів шорсткості поверхонь. Характеристикою шорсткості поверхні є крива опорної поверхні. В роботі [154] зазначено, що вираз вигляду достатньо точно  $\eta = ab\varepsilon^v$  описує початок опорної кривої, де  $\eta$  – відносна площа дотику;  $b$  та  $v$  – параметри кривої опорної поверхні (наведені у довідниках);  $a$  – коефіцієнт, що враховує відмінність фактичної площі дотику від площі перерізу виступів при тому ж наближенні (для пружного контакту – 0,5, для пластичного – 1).

Знос найчастіше характеризується його інтенсивністю: лінійною  $I_h$ , ваговою  $I_q$  або енергетичною  $I_w$ .

Лінійна інтенсивність зносу визначається висотою зношеного шару, що приходить на одиницю шляху тертя:

$$I_h = h/L \quad \text{або} \quad I_h = V/LA_a, \quad (5.17)$$

де  $V$  – зношений об'єм матеріалу;  $h$  – висота зношеного шару;  $L$  – шлях тертя;  $A_a$  – номінальна площа контакту.

Вагова інтенсивність зносу оцінюється по вазі речовини, що знімається з одиниці номінальної площі контакту за одиницю шляху тертя або:

$$I_q = q/A_a L \quad (5.18)$$

де  $q$  – вага матеріалу, що видаляється.

Окрім вказаних вище характеристик зносу, введемо поняття питомого зносу, що чисельно дорівнює кількості зношеної речовини  $q_r$ , що приходить на одиницю фактичної площі контакту  $A_r$ , за одиницю фактичного шляху тертя  $l$  при одноразовому порушенні фрикційного зв'язку.

$$i_q = q_l/A_r l. \quad (5.19)$$

Відповідно питомий лінійний знос чисельно дорівнює об'єму зношеного матеріалу, що приходить на одиницю реальної площі контакту  $A_r$  та знімається за одиницю фактичного шляху тертя при одноразовому порушенні фрикційного зв'язку:

$$i_h = V_l/A_r l. \quad (5.20)$$

Дві ці характеристики зв'язані між собою співвідношенням:

$$i_q = y i_h. \quad (5.21)$$

Так як контактуючі поверхні, що знаходяться під навантаженням, повинні мати деяку реальну площу дотику  $A_r$ , то при зміщенні на діаметр плями дотику знову повинна виникнути подібна площа дотику. Очевидно, що на шляху ковзання  $L$  площа контакту відтворюється  $m$  разів, тобто

$$m_p = L/l. \quad (5.22)$$

Відповідно, якщо зі всієї поверхні видалилося  $q$  матеріалу, то при переміщенні на величину  $l$  матеріалу видалиться в  $m$  разів менше, тобто

$$q = m q_l. \quad (5.23)$$

Розділивши рівняння (5.18) на рівняння (5.19), і враховуючи співвідношення (5.22) та (5.23), отримаємо:

$$I_q = i_q A_r / A_a = i_q p_a / p_r. \quad (5.24)$$

де  $P_a$  – номінальний,  $P_c$  – контурний та  $P_r$ , – фактичний тиск, що дорівнюють відношенню номінального навантаження до одиниці відповідної площини.

Аналогічно, розділивши рівняння (5.17) на (5.20), одержимо:

$$I_h = i_h A_r / A_a = i_h p_a / p_r. \quad (5.25)$$

Обчислимо величину об'єму матеріалу, що видаляється, через геометричні характеристики контактуючих поверхонь:

$$V_D = \frac{b\varepsilon^{\nu+1}}{\nu+1} h_{max} A_c. \quad (5.26)$$

де  $h_{max}$  – максимальна глибина занурення.

В середньому за одне порушення фрикційного зв'язку об'єм, що відділяється, дорівнює:

$$V_l = V_D / n,$$

де  $n$  – кількість впливів, що призводять до відділення матеріалу в об'ємі  $V_D$ , тобто:

$$V_l = \frac{b\varepsilon^{\nu+1}}{(\nu+1)n} h_{max} A_c. \quad (5.27)$$

Підставивши вираз (5.27) у вираз (5.19) та враховуючи, що  $b\varepsilon^\nu = \eta_{omu} = \frac{A_r}{A_c}$ , отримаємо:

$$i_h = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1)nl}, \quad (5.28)$$

а враховуючи співвідношення (5.24),

$$i_q = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1)nl} y. \quad (5.29)$$

Підставивши значення  $i_h$  та  $i_q$  в рівняння (5.24) та (5.25) одержимо формули для розрахунку інтенсивності зносу.

$$I_h = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1)nl} \frac{A_r}{A_a}, \quad I_h = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1)nl} \frac{p_a}{p_r}, \quad (5.30)$$

$$I_q = \frac{\varepsilon h_{max} y}{(\nu+1)nl} \frac{A_r}{A_a}, \quad I_q = \frac{\varepsilon h_{max} y}{(\nu+1)nl} \frac{p_a}{p_r}. \quad (5.31)$$

Для різних видів контакту ці залежності різні і тому розглянемо основні види зносу, що відповідають різним видам порушення фрикційного зв'язку. Аналогічно з видами порушення фрикційних зв'язків розрізняють знос при пружному, пластичному контакті і мікрорізанні.

**Знос при пружному контакті.** Підставивши в формулу (5.30) відповідні вирази для складових параметрів, одержимо формулу для визначення інтенсивності зносу:

$$I_h = c_1 \frac{(1-\mu^2)}{E} p_a \left[ \frac{Kf p_c}{c_2 \sigma_0} \left( \frac{E}{(1-\mu^2) p_c} \right)^{1-\beta} \right]^t, \quad (5.32)$$

де  $c_1 = \frac{3}{8} \pi \frac{\sqrt{v}}{K_2(v+1)}$ ;  $\beta = \frac{1}{2v+1}$ ;  $c_2 = \left( \frac{r_n}{h_{max}} \right)^{\frac{v}{2v+1}} \cdot \left( \frac{b}{2} \right)^{\frac{1}{2v+1}} \cdot \left( \frac{0.75\pi}{K_2} \right)^{\frac{2v}{2v+1}}$

$K_2$  – постійна інтегрування, що залежить від чисельного значення  $v$ ;  $E$  – модуль пружності;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $t$  – показник кривої втоми, що змінюється в широких межах;  $\sigma_0$  – межа міцності;  $r$  – радіус мікронерівності.

З формули (5.32) випливає, що в умовах пружного контакту інтенсивність зносу залежить від геометричних характеристик  $b$ ,  $V$ ,  $h_{max}$ ,  $r$ ; механічних властивостей  $\sigma_0$ ,  $E$ ,  $\mu$ , коефіцієнта тертя  $f$ , характеристики втоми  $t$ , а також від номінального і контурного тиску.

Знос при пластичному контакті – одержимо наступні вирази для інтенсивності зносу:

$$I_h = \frac{h \cdot \left\{ -\ln \left[ 1 - a - \left( 2a \frac{1+m_n}{1-m_n} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\}^t}{l \cdot (v+1) [\ln(1+\delta)]^t} \cdot \frac{p_a}{HB}. \quad (5.33)$$

де  $HB$  – твердість за Бринелем.

Величина  $h/l$  може бути підрахована за формулою:

$$\frac{h}{l} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{h_{max} v}{r_n}} \cdot \left( \frac{p_a}{HB \cdot b} \right)^{\frac{1}{2v}}. \quad (5.34)$$

Для орієнтовних розрахунків можна вважати, що величина відносної деформації при розтягу  $\varepsilon_t$ , яка виникає у верхньому шарі матеріалу, що деформується, при ковзанні нерівності, буде пропорційна коефіцієнту тертя та тангенсу кута нахилу одиничної нерівності, тобто:

$$\varepsilon_t = cf \cdot tg\theta_n,$$

де  $\theta$  – кут нахилу одиничної нерівності, а  $\frac{h}{l} = \frac{tg\theta_n}{2}$ .

Інтенсивність зносу при мікрорізанні залежить від гостроти мікронерівностей поверхні, що зношує, пропорційна питомому номінальному тискові та обернено пропорційна твердості зношуваного матеріалу.

$$I_h = \frac{tg\theta_n}{2(v+1)} \cdot \frac{p_a}{HB}. \quad (5.35)$$

Залежно від фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя та зовнішніх умов має місце той чи інший вид зносу. Приведені формули для визначення інтенсивності зносу мають визначені межі застосування, що обумовлено реалізацією того чи іншого контакту.

Для оцінки виду зносу для даної пари тертя, що працює в відомих зовнішніх умовах, існують розрахункові залежності. Вони можуть бути розділені на групи, що визначають умови переходу: а) від пружного контакту

до пластичного та б) від пластичного до мікрорізання (від зовнішнього тертя до внутрішнього).

До першої групи відноситься критерій Х. Блока, котрий визначає межу пружної деформації мікронерівності залежно від тангенсу кута її нахилу; він виражається співвідношенням:

$$\operatorname{tg}\theta_n \leq \beta(1 - \mu^2) \frac{HB}{E}. \quad (5.36)$$

При більших значеннях тангенсу кута нахилу мікронерівностей спостерігається пластична деформація. Коефіцієнт  $\beta$  лежить в межах 0,8–1,7.

Користуючись задачею Герца, Б.М. Левін [155] наближено виразив величину відносного зближення для випадку контакту сфери з площиною, коли має місце перехід від пружної взаємодії до пластичної:

$$\frac{h}{r_n} \geq 2,4(1 - \mu^2) \cdot \left( \frac{c\sigma_s}{E} \right)^2. \quad (5.37)$$

До другої групи відноситься критерій переходу від пластичного відтискання до мікрорізання, що виражається наступною формулою:

$$\frac{h}{r_n} \geq \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{2\tau}{\sigma_s} \right). \quad (5.38)$$

В умовах динамічної взаємодії абразиву мікрорізання реалізується за рахунок ударної дії частинок. У всіх проміжних випадках знос здійснюється в умовах пластичного контакту.

Розрахунки інтенсивності зносу поверхні полімерних деталей та об'єму матеріалу, що видаляється, за приведеною математичною моделлю і співставлення отриманих результатів з результатами інших авторів, показали її цілковиту спроможність. Для розрахунків необхідно лише знати механічні параметри досліджуваного матеріалу, індентора та його геометричні розміри. Отримана модель у комплексі з результатами проведених раніш досліджень руху середовища в планетарно-відцентрових установках дозволяє розраховувати раціональні конструктивні параметри установок і оцінювати технологічний результат.

### 5.3. Аналіз впливу параметрів взаємодії на інтенсивність зносу поверхні деталі

**Вплив навантаження.** Результати досліджень різних авторів важко співставляти у зв'язку з відсутністю єдиної методики випробувань (форма і розміри взаємодіючих тіл, величина навантаження, швидкість ковзання, якість підготовки зразків і т.п.).

У більшості випадків при дослідженні тертя використовується метод ковзання сферичного чи циліндричного індентора по площині. Широко застосовуються й інші методи випробувань.

У випадку тертя частинок наповнювача по поверхні полімерних деталей при обробці в обертових барабанах як індентор виступає частинка наповнювача. Таким чином, далі розглядається взаємодія сферичної частинки наповнювача з плоскою поверхнею деталі.

За даними ряду авторів коефіцієнт тертя практично не залежить від нормального навантаження. Так, для навантажень від 1 до 10 кг коефіцієнт тертя при ковзанні сталевого індентора діаметром 6,35 мм по політетрафторетилену (ПТФЭ), поліметилметакрилату (ПММ), полівінілхлориду (ПВХ), поліетилену (ПЕ) і нейлону залишався постійним. У цьому ж інтервалі навантажень аналогічні результати одержали й інші дослідники: для політетрафторетилену, політрифторхлоретилену, полівінілхлориду, полівініліденхлориду та поліетилену – у діапазоні навантажень 0,2...1,5 кг; для полікапроаміду – у діапазоні навантажень 1...3 кг [156]; для політетрафторетилену, поліметилметакрилату, полістиролу і поліетилену – для навантажень 1...4 кг.

Розширення діапазону навантажень призводить до порушення незалежності коефіцієнта тертя від навантаження. Наприклад, було показано, що при невеликих навантаженнях (0,002...0,1 Н) коефіцієнт тертя зменшується зі збільшенням навантаження, що пояснюється пружним контактом нерівностей. Коефіцієнт тертя ковзання для більшості полімерів зменшується зі збільшенням навантаження. Ця залежність найбільш яскраво виражена при невеликих питомих тисках (до 10 Н). Зниження коефіцієнтів тертя з підвищенням навантажень для різних полімерів відзначалося в роботах [157, 158].

Розрахункові дані, отримані нами при аналізі залежності коефіцієнта тертя від навантаження при пружному контакті, цілком збігаються з результатами інших авторів [152, 159] (рис. 4.2, *a*). Розрахунок виконаний за допомогою програми, в пакеті MathCad, яка дозволяє виконувати розрахунки тиску в зоні контакту, коефіцієнта тертя, інтенсивності зносу і кількості матеріалу, що видаляється [160]. У той же час збільшення навантаження в багатьох випадках приводить до збільшення коефіцієнта тертя. Така залежність особливо наочно виявляється при використанні інденторів малого радіуса кривизни. Збільшення коефіцієнтів тертя для різних пластмас зі збільшенням питомих навантажень відзначається в роботі [158]. У роботі [156] показано, що коефіцієнт тертя полімерів по сталі незначно залежить від величини навантаження і незначно підвищується при його збільшенні. При цьому характер кривої залежності коефіцієнта тертя від навантаження – результат двох тенденцій: зниження його зі збільшенням навантаження при постійній температурі і його підвищення зі збільшенням температури при постійному навантаженні.

Молекулярна теорія тертя не дає повної картини зміни коефіцієнта тертя, тому що коефіцієнт тертя зі збільшенням нормального навантаження повинен зменшуватись, прагнучи до визначеної межі. Це положення було підтверджено в дослідах з гумою, де реалізується чистий пружний контакт [161], що, однак, не суперечить адгезійній теорії. Для гуми аналогічні співвідношення отримані Бартенєвим і Шаломаном на основі молекулярно-кінетичної теорії тертя. У роботі [162] наведені дані, згідно з якими залежність коефіцієнта тертя від навантаження для різних матеріалів проходить через мінімум.

Проведені дослідження в роботі [157] показали, що при значних питомих тисках у зоні тертя коефіцієнт тертя при ковзанні скляного сферичного індентора (діаметр індентора 2,5 мм, швидкість ковзання – 0,12 мм/хв) по поліпропілену зростає зі збільшенням навантаження.

Виконані нами розрахунки показали, що при пластичному контакті коефіцієнт тертя зростає при збільшенні навантаження (рис. 5.2, б).

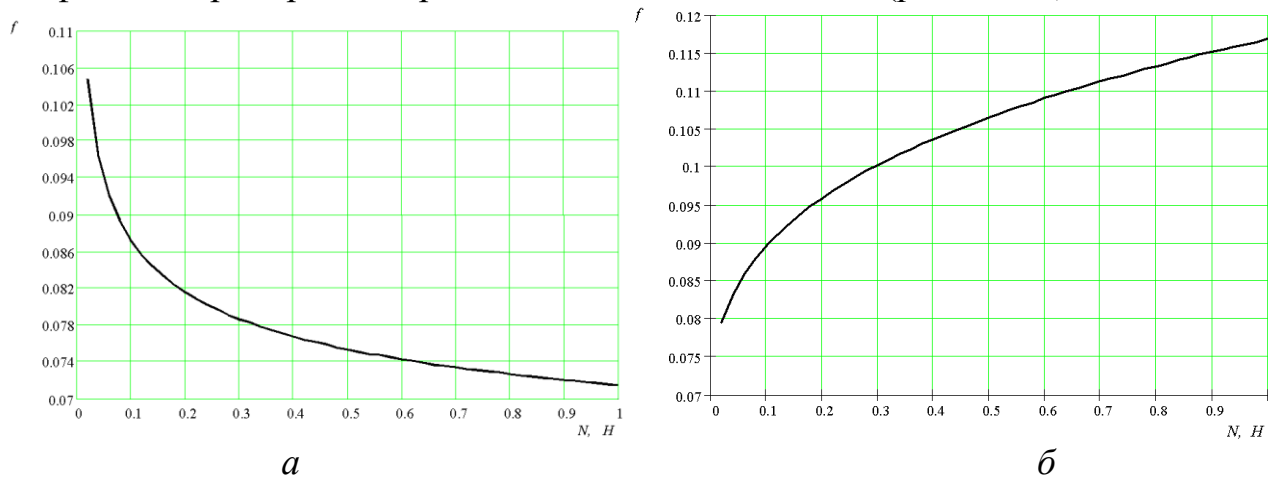
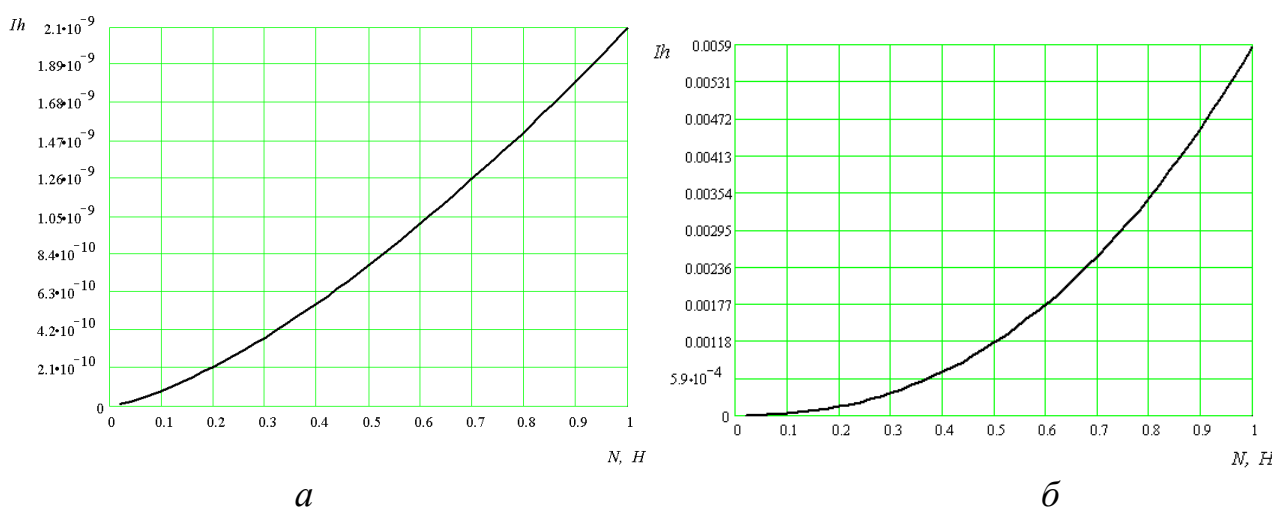


Рис. 5.2. Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від нормального навантаження  $N$  (Н) при контакті:  $a$  – пружному;  $б$  – пластичному (матеріал – капролон В)

Можна зробити висновок, що при терті пластмас контакт є частково пружним, а частково пластичним з перевагою першого при малих навантаженнях та другого при збільшенні навантажень.

На всіх кривих (див. рис. 5.3) спостерігається збільшення інтенсивності зносу, що пояснюється збільшенням тиску на реальній плямі контакту. При мікрорізанні інтенсивність зносу майже прямо пропорційна питомому навантаженню. Це пояснюється незалежністю цього виду контакту від коефіцієнта тертя.



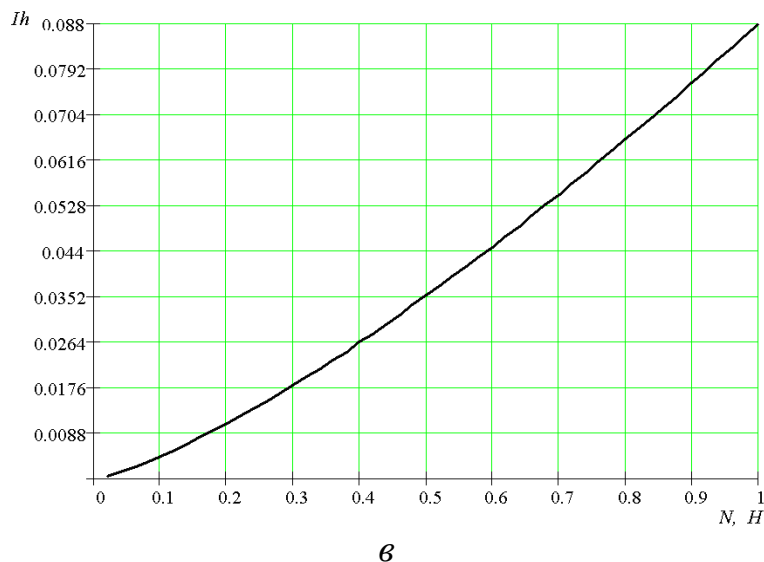


Рис. 5.3. Залежність інтенсивності зносу матеріалу  $I_h$  від нормального навантаження  $N$  при:  $a$  – пружному контакті;  $b$  – пластичному контакті;  $c$  – мікрорізанні (матеріал – капролон В)

Результати аналітичних розрахунків цілком збігаються з теоретичними залежностями представленими в роботах [163, 164].

**Вплив коефіцієнта тертя.** При збільшенні коефіцієнта тертя зростають сили взаємодії двох тіл. Це може бути викликано якістю обробки поверхні (збільшення глибини занурення мікронерівностей індентора в досліджувану поверхню приводить до збільшення місцевих деформацій) та властивостями матеріалу (підвищення значень молекулярних складових коефіцієнта тертя). Значення  $f$  може бути таким, коли порушення фрикційного зв'язку матиме небажаний характер – адгезійний і когезійний відриви.

Залежності для пружного і пластичного контактів аналогічні (рис. 5.4). Основна відмінність цих кривих – значення інтенсивності зносу, але однакова зміна коефіцієнта тертя приводить до варіювання інтенсивності зносу в границях одного порядку як для пружного, так і для пластичного контакту. При мікрорізанні інтенсивність зносу не залежить від коефіцієнта тертя, тому що зняття матеріалу відбувається за один прохід індентора.



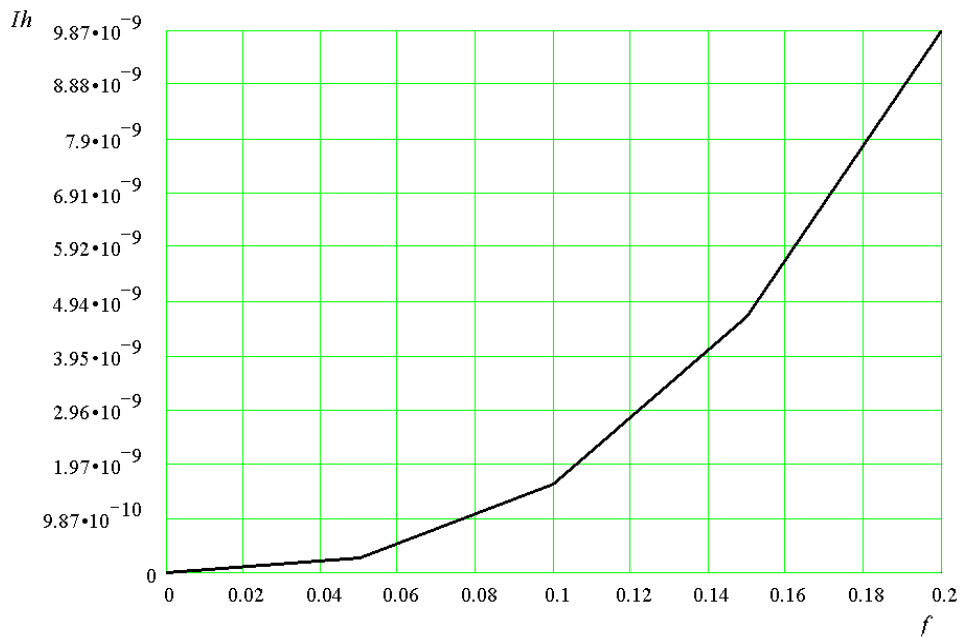


Рис. 5.4. Залежність інтенсивності зносу матеріалу  $I_h$  від коефіцієнта тертя  $f$  при пружному та пластичному контактах

Взагалі, зв'язок фрикційних властивостей з інтенсивністю зносу матеріалу не однозначний, тому що коефіцієнт тертя  $f$  значною мірою залежить від пружних властивостей матеріалу, шорсткості поверхні, питомого навантаження та параметрів, які характеризують молекулярну взаємодію при контакті. Тому необхідно враховувати механічні показники як при підрахунку  $f$ , так і безпосередньо при визначенні інтенсивності зносу.

**Вплив модуля пружності.** Модуль пружності матеріалу значно впливає на інтенсивність зносу матеріалу, причому для матеріалів з однаковою міцністю на розрив його збільшення призводить до збільшення інтенсивності. Показник ступеня при модулі пружності змінюється в найбільш широких границях і має найбільше абсолютне значення.

Для контакту шорсткої поверхні без хвилястості інтервал зміни показника ступеня більший, а найбільші абсолютні значення цього показника мають місце для шорсткої, хвилястої поверхні.

Взагалі, між інтенсивністю зносу і модулем пружності існує параболічна залежність, але найбільш чітко вона просліджується при пружному контакті (рис. 5.5).

Однозначну залежність між модулем пружності та інтенсивністю зносу експериментально установити важко, тому що існує зв'язок між модулем пружності, фрикційними властивостями, зокрема, з коефіцієнтом тертя, а також із характеристиками міцності.

Крім того, при реальній взаємодії тіл тертя відображається відразу кілька видів контакту, тому у всьому діапазоні зміни модуля пружності може відбуватися перехід з однієї області контакту в іншу. При аналітичному розрахунку за допомогою програми MathCad була відтворена залежність інтенсивності зносу від модуля пружності для капролону. При зростанні модуля пружності  $E$  від 50 до 270 кгс/мм<sup>2</sup> відбувався пружний контакт, при

подальшому збільшенні – переважав пластичний контакт із майже лінійною залежністю. Подальше збільшення модуля пружності не призвело до переходу фрикційного зв'язку в зону мікрорізання. Тому цей зв'язок був відтворений штучно. При такому виді порушення зв'язку модуль пружності впливає через контактний тиск і тому також майже лінійний. Причому інтенсивність зносу при кожному з видів контакту змінювалась в границях одного порядку. Такий характер кривої пояснюється тим, що модуль пружності впливає як через фактичну площу контакту, так і через контактний тиск, причому останній переважає.

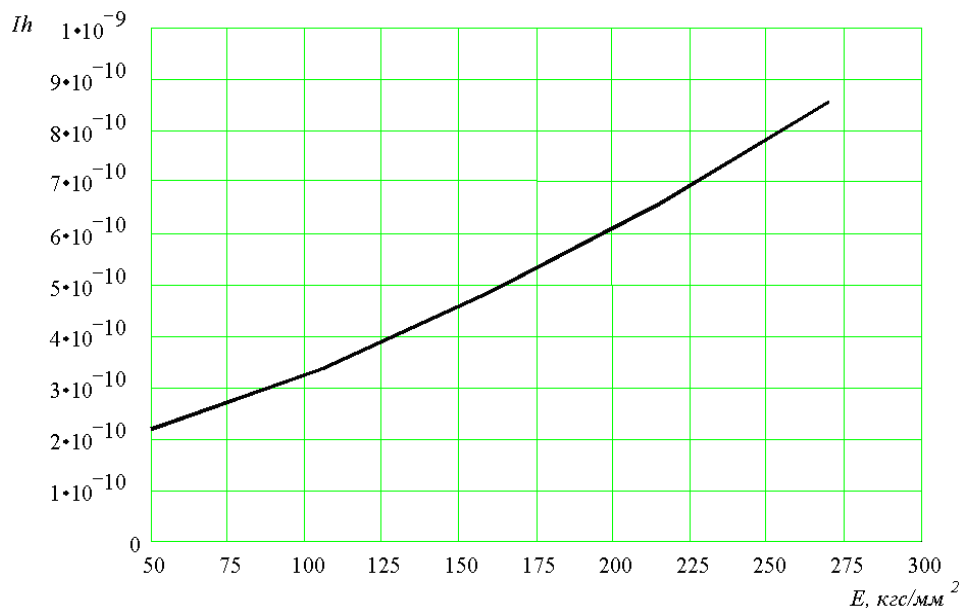


Рис. 5.5. Залежність інтенсивності зносу  $I_h$  матеріалу від модуля пружності матеріалу  $E$  при пружному контакті (матеріал - капролон В)

Крім того, при реальній взаємодії тіл тертя відображається відразу кілька видів контакту, тому у всьому діапазоні зміни модуля пружності може відбуватися перехід з однієї області контакту в іншу. При аналітичному розрахунку за допомогою програми MathCad була відтворена залежність інтенсивності зносу від модуля пружності для капролону. При зростанні модуля пружності  $E$  від 50 до 270 кгс/мм<sup>2</sup> відбувався пружний контакт, при подальшому збільшенні – переважав пластичний контакт із майже лінійною залежністю. Подальше збільшення модуля пружності не призвело до переходу фрикційного зв'язку в зону мікрорізання. Тому цей зв'язок був відтворений штучно. При такому виді порушення зв'язку модуль пружності впливає через контактний тиск і тому також майже лінійний. Причому інтенсивність зносу при кожному з видів контакту змінювалась в границях одного порядку. Такий характер кривої пояснюється тим, що модуль пружності впливає як через фактичну площу контакту, так і через контактний тиск, причому останній переважає.

**Вплив твердості.** Твердість матеріалу впливає через площу фактичного контакту та діючі контактні напруги. При збільшенні твердості матеріалу площа фактичного контакту зменшується, що пояснюється меншою глибиною занурення мікронерівностей індентора в зразок і призводить до менших

деформацій більш м'якого матеріалу тому при пластичному контакті та мікрорізанні інтенсивність зносу носить яскраво виражений гіперболічний характер (рис. 5.6).

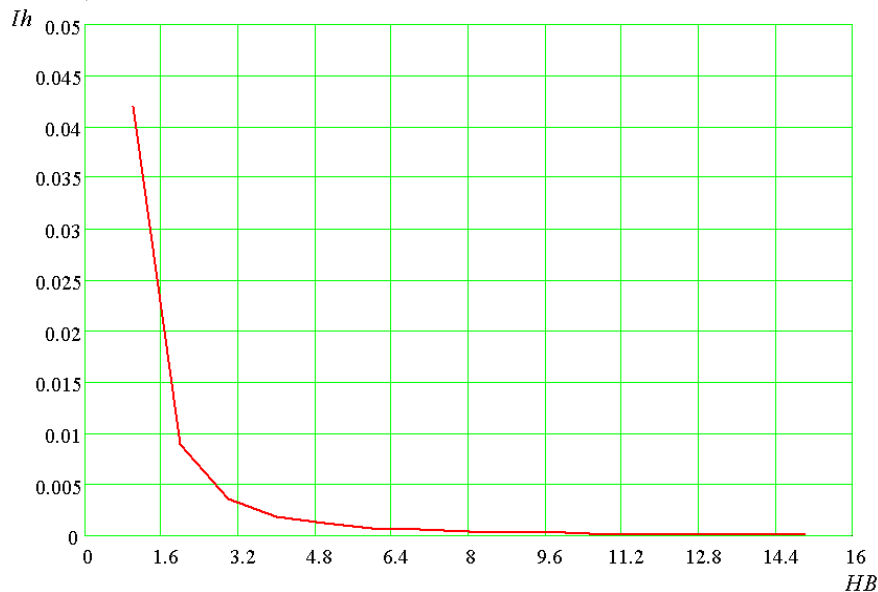


Рис. 5.6. Залежність інтенсивності зносу  $I_h$  матеріалу від його твердості  $HB$  при пластичному контакті (матеріал – капролон В)

По цих кривих можна судити скоріше про загальний характер залежності ніж про конкретні величини, тому що при навіть невеликому корегуванні твердості можуть реалізовуватись різні види зносу з різними значеннями інтенсивності зносу. Крім того, твердість – одна з основних величин у критеріях реалізації видів зносу, тому її варіювання призводить до зміни діапазону відтворення різних видів контакту.

**Вплив шорсткості поверхні.** Вплив мікрогеометрії поверхні на знос дуже істотний. Оскільки комплексний критерій шорсткості  $\Delta = \frac{R_{max}}{r_n b^{\frac{1}{v}}}$  може

змінюватися на чотири порядки в межах  $10^{-3} < \Delta < 1$ , а показник ступеня при  $\Delta$  може змінюватися в межах  $0,8 \dots 4$ , тому нехтування шорсткістю може привести до помилки в кілька порядків при визначенні інтенсивності зносу. Більш того, параметр  $h/r_n$  визначає границю виду деформації, а тому зміна цих величин призводить до зміни виду контакту з відповідними значеннями інтенсивності зносу. Графічні залежності побудовані в межах реалізації кожного виду контакту. При мікрорізанні інтенсивність зносу залежить від гостроти мікронерівностей індентора (рис. 5.7).

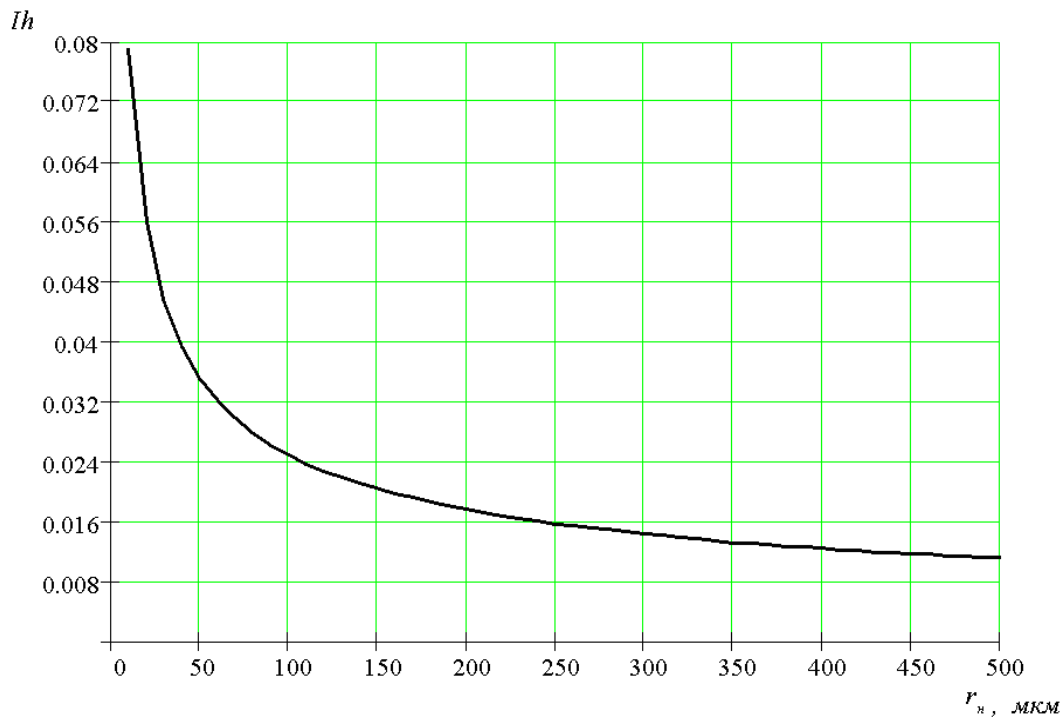


Рис. 5.7. Залежність інтенсивності зносу  $I_h$  від параметра шорсткості  $r_n$  (мкм) при мікрорізанні

Якщо радіус нерівностей  $r_n$  буде мати невеликі значення, а висота нерівностей  $R_{max}$  збільшуватися, тоді, імовірно, всього, буде мати місце мікрорізання. У розрахунковій програмі по визначенню інтенсивності зносу змінювався параметр  $r_n$ . При цьому спостерігалися зміни виду контакту і значень інтенсивності зносу. Якщо наповнювач в обертових ємкостях буде мати високі класи чистоти обробки, тоді фрикційний контакт між деталями, що обробляються, та частинками наповнювача буде мати пружний характер. Хоча тривалість обробки при такій взаємодії буде значною (через невелику інтенсивність зносу) але якість обробки – найкраща. При збільшенні шорсткості поверхні контакт може перейти в зону пластичного і навіть, мікрорізання. Такі види обробки найкраще підійдуть для деталей, що вимагають значної обробки (зняття великого шару матеріалу), мають високі протизадирні властивості та невисокі вимоги до обробленої поверхні.

Залежності інтенсивності зносу від параметра шорсткості при пластичному і пружному контакті мають аналогічний вигляд, відрізняючись тільки абсолютними значеннями.

В обертових ємкостях зміна контакту, швидше за все, не відбувається через постійну зміну траєкторій руху частинок наповнювача.

Хвилястість поверхонь може змінювати інтенсивність зносу в менших межах, тому що  $10^{-3} > Hx / Rx > 10^{-6}$ , а показник ступеня менше одиниці і може змінюватися тільки в 4 рази, що в крайніх точках забезпечує зміну на один-два порядки. Тому урахування хвилястості необхідне, але точність визначення абсолютного параметра хвилястості, необхідного для розрахунку, невисока.

**Вплив розміру індентора.** Залежність інтенсивності зносу від розміру частинок робочого середовища досліджувалась в роботі [165]. Найкращий

результат отриманий при використанні абразивів середнього розміру (4...10 мм). Аналізуючи графічні залежності (рис. 5.8) можна підтвердити ці висновки, тому що саме при цих розмірах інтенсивність зносу матеріалу починає стабілізуватися при усіх видах фрикційної взаємодії.

Можна зробити висновки, що найкращий результат обробки поверхонь з полімерного матеріалу досягається при таких розмірах частинок, коли крива проходить зону незначного падіння, зберігаючи достатні значення інтенсивності зносу. Такі параметри дозволяють одержати високу якість фінішної обробки при оптимальних витратах часу.

Зменшення інтенсивності зносу при збільшенні розміру індентора можна пояснити незначною зміною номінальної площі контакту у відмінності від фактичної. При цьому фактичний тиск значно зменшується, що призводить до меншої глибини занурення мікронерівностей індентора в поверхню досліджуваного матеріалу, а отже до зменшення деформацій.

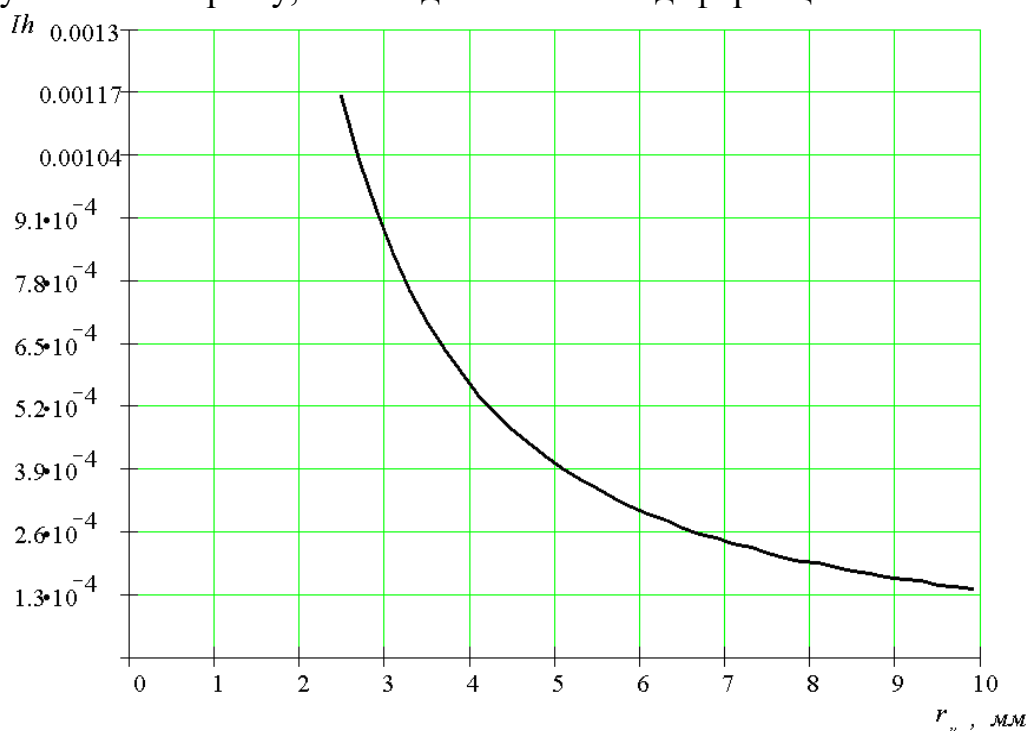


Рис. 5.8. Залежність інтенсивності зносу  $I_h$  від розміру індентора  $r_q$  (мм) при пластичному контакті

Аналіз графічних залежностей показав можливість використання, розробленої в середовищі MathCad програми для розрахунку інтенсивності зносу, об'єму зношеного матеріалу і коефіцієнта тертя, на основі визначення виду фрикційного зв'язку. Для виконання розрахунку необхідно лише, ввести механічні параметри оброблюваного матеріалу, індентора і геометричні розміри останнього. Встановлено, що при терті пластмас контакт є частково пружним і частково пластичним з перевагою першого при малих навантаженнях і останнього – при збільшенні навантажень.

Установлено, що між інтенсивністю зносу і модулем пружності оброблюваної деталі існує параболічна залежність, але найбільш чітко вона просліджується при пружному контакті, крім того, при реальній взаємодії тіл

тертя проявляються відразу кілька видів контакту, тому у всьому діапазоні зміни модуля пружності може відбуватися перехід з однієї області контакту в іншу. Аналітично встановлено, що твердість матеріалу впливає через площу фактичного контакту і діючі контактні напруги, при збільшенні твердості матеріалу площа фактичного контакту зменшується, що призводить до менших деформацій більш м'якого матеріалу, тому, при пластичному контакті і мікрорізанні інтенсивність зносу носить яскраво виражений гіперболічний характер. Установлено, що параметр  $r_n$  шорсткості поверхні частинки робочого середовища істотно впливає на інтенсивність зносу поверхні деталі. При високих класах чистоти обробки буде пружний контакт, що забезпечує високі якість і тривалість обробки, при збільшенні шорсткості контакт – пластичний або мікрорізання, що необхідно у випадку чорнової обробки. Визначено, що найкращий результат обробки поверхонь з полімерного матеріалу досягається при розмірах абразивних частинок технологічного середовища – 4...6 мм.

### **Висновки до 5-го розділу**

1. Виконано розрахунок обсягу матеріалу, що видаляється при введенні частки в поверхню оброблюваної деталі, а також визначено параметри впровадження частки в загальному випадку.

2. Проведені дослідження щодо визначення кількості матеріалу, що видаляється з поверхні полімерної деталі при фрикційному контакті та виконаний аналіз впливу параметрів взаємодії на інтенсивність зносу поверхні деталі.

## РОЗДІЛ 6. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМКОСТІ

Аналітичний огляд літературних джерел у 1-му розділі показав, що практично відсутні настанови щодо принципів визначення потужності, яка споживається на ведучому валу машини зі складним рухом робочої ємкості типу Turbula.

Максимальну потужність [166], що споживається [101] машиною на її ведучому валу  $P_{MAX}$  [Вт], визначатимемо на основі максимального моменту опору:

$$P_{MAX} = M_{OP}^{MAX} \omega^{ведуч}, \quad (6.1)$$

де  $M_{OP}^{MAX}$ , [Нм] – максимально можливий момент опору, який виникає на ведучому валу машини;  $\omega^{ведуч}$ , [рад/с] – максимальне значення кутової швидкості, з яким можливе обертання ведучого валу машини під час її експлуатації.

При роботі машини зі складним рухом робочої ємкості момент опору на ведучому валу змінюватиметься декілька разів за один його оберт, при чому, навіть досягатиме від'ємних значень. Таке явище зумовлене складним просторовим рухом ємкості та різкою зміною положення сипкого масиву відносно стінок ємкості.

Виведення закону, який би описував зміну моменту опору на ведучому валу машини для кожного кута його повороту, враховуючи усі сили, що діють на рухомі ланки машини, які виконують складний просторовий рух та сили, діючі на сипке середовище, є вкрай складним процесом. Тому вирішено такий процес аналітичного дослідження розділити на декілька етапів:

1-й етап: визначення статичного моменту опору на ведучому валу, що створений масою рухомих ланок машини;

2-й етап: визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини, створеного масою сипкого робочого середовища завантаженого до ємкості;

3-й етап: визначення динамічного моменту опору на ведучому валу машини, що утворюється від переміщення сипкого робочого середовища в середині ємкості;

4-й етап: визначення динамічного моменту опору на ведучому валу, що утворюється від просторового переміщення ланок машини.

При аналітичному дослідженні не приймалися до уваги втрати потужності на тертя в кінематичних парах машини, на тертя в опорах валів та на нагрів обмоток електродвигуна. Всі ці втрати приймаються постійними [101] для відповідної кутової швидкості обертання ведучого валу. А оскільки нас цікавило визначення максимального значення потужності, що споживається на ведучому валу машини, то при встановленні складових загального моменту опору увага акцентувалася саме на його максимальних значеннях.

### **6.1. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу, що створений масою рухомих ланок машини**

З метою з'ясування поведінки робочої ємкості машини з точки зору її рівноваги під дією сил тяжіння (без завантаження) було проведено попередній експеримент [167] на стенді з періодичним відключенням приводу машини, а саме: ведучий вал, який жорстко з'єднаний з приводом, повертався за годинниковою стрілкою та зупинявся з кроком в кожні  $15^\circ$ . Після зупинки ведучого валу у чітко фіксованому положенні розмикався його жорсткий контакт з приводом і рухомі ланки машини разом з робочою ємкістю під дією сил тяжіння рухалися вниз, обертаючи при цьому ведучий вал за, чи проти годинникової стрілки на певний кут або ж залишалися нерухомими. Таким чином, можна було зробити висновок щодо того, яке значення крутного моменту виникало на ведучому валу. У випадках, коли ланки та вали залишалися нерухомими – конструкція машини була зрівноважена, момент опору був рівний нулю. Коли складові частини машини рухалися вниз та викликали обертання ведучого валу проти годинникової стрілки – момент опору був додатній. Момент опору був від'ємним (допоміжний момент) в тому випадку, коли складові частини машини рухалися вниз та викликали обертання ведучого валу за годинниковою стрілкою.

За початковий кут ведучого валу було прийнято таке положення машини, при якому ведуча вилка займала вертикальне положення. При роз'єднанні ведучого валу з приводом у положеннях, що відповідають його кутам повороту в  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $165^\circ$ ,  $180^\circ$  рухомі ланки під дією сили тяжіння створювали допоміжний момент, викликаючи обертання ведучого валу за годинниковою стрілкою, та переміщалися в одне з положень рівноваги, яким відповідають кути повороту в  $30^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $150^\circ$ . При роз'єднанні ведучого валу з приводом у положеннях, що відповідають його кутам повороту в  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$  рухомі ланки під дією сили тяжіння створювали момент опору й так само переміщалися в одне з найближчих положень рівноваги, викликаючи обертання ведучого валу проти годинникової стрілки. Результати подальшого дослідження при повороті ведучого валу від  $180^\circ$  до  $360^\circ$  показали аналогічну ситуацію, що повністю відповідала повороту ведучого валу від  $0^\circ$  до  $180^\circ$ .

Оскільки вектор сили тяжіння направлений вертикально вниз, а вісі обертання валів машини перпендикулярні до неї, то дію сил розглядали в проекції на вертикальну площину.

Робоча ємкість з'єднана з ведучою та веденою вилками за рахунок двох кінематичних обертальних пар на кожну вилку. Однак, тиск викликаний дією сил тяжіння усіх рухомих ланок машини під час її роботи на дві кінематичні пари однієї вилки не завжди розподілятиметься однаково; наприклад, в положенні, якому відповідає кут повороту ведучого валу в  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  одна з двох кінематичних пар прийматиме на себе значно більше навантаження, ніж інша. Саме тому вирішено умовно замінити дві кінематичні пари ведучої та веденої вилок на одну, які позначено точками  $F$  та  $E$  відповідно, що будуть розташовані на середині міжосьових відстаней кріплення вилок до ємкості. В проекції на вертикальну площину точки  $F$  та  $E$  описують траєкторії кіл,



обертальні кінематичні пари з'єднання валів з вилками на даній проекції не фігурують.

Позначимо центри обертання ведучого та веденого валів машини як  $O$  та  $Q$  відповідно. Таким чином, у вертикальній площині буде утворено умовний замкнений кінематичний ланцюг  $OFEQ$ , який відповідатиме структурі чотириохланкового плаского механізму, при чому довжини ланок такого механізму при їх русі в проекції на вертикальну площину будуть змінюватися.

Розглянемо одне з положень машини, при якому конструкція зрівноважується, а момент опору рівний нулю, що представлено на рис. 6.1.

$l_{OF}$  – це довжина, що представляє собою проекцію на вертикальну площину відстані від центру обертання ведучої вилки  $O$  до точки  $F$ ;  $l_{OF}^x$  – проекція довжини  $l_{OF}$  на горизонтальну пряму;  $l_{QE}$  – це довжина, що представляє собою проекцію на вертикальну площину відстані від центру обертання веденої вилки  $Q$  до точки  $E$ ;  $l_{QE}^x$  – проекція довжини  $l_{QE}$  на горизонтальну пряму;  $\alpha$  – кут між  $l_{OF}$  та  $l_{OF}^x$ ;  $\beta$  – кут між  $l_{QE}$  та  $l_{QE}^x$ ;

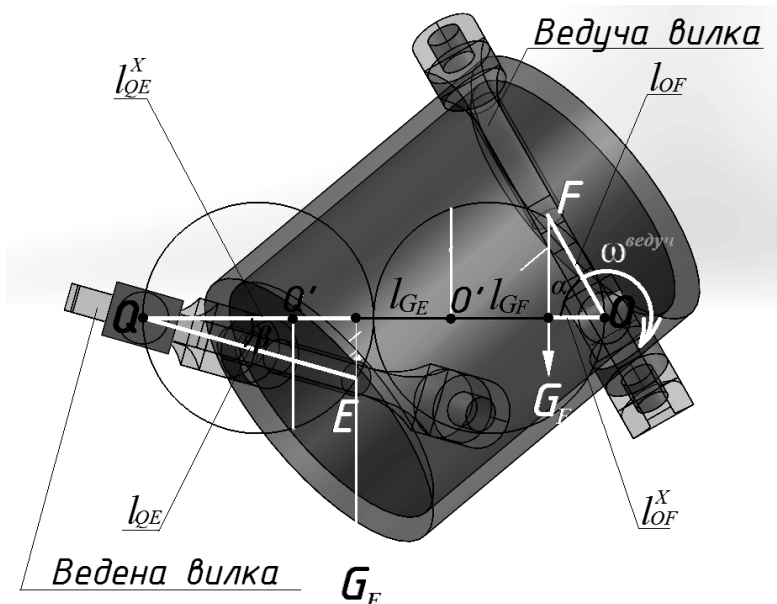


Рис. 6.1. Розрахункова схема машини для визначення моменту опору в положенні коли конструкція зрівноважена

Вважатимемо, що сума сил тяжіння, котрі діють на всі рухомі ланки машини, буде умовно порівну розподілена та прикладена в точках  $F$  та  $E$ . Відповідно, сили тяжіння, які діятимуть у точках  $F$  та  $E$  визначатимуться як:

$$\overline{G}_F = m_F \overline{g}. \quad (6.2)$$

$$\overline{G}_E = m_E \overline{g}. \quad (6.3)$$

Маси  $m_F$  та  $m_E$  характеризуватимуть половину від сумарної маси усіх ланок машини, які виконують просторовий рух:

$$m_F = m_E = \frac{m_{PC} + m_{\text{Ведуч.В}} + m_{\text{Веден.В}}}{2}, \quad (6.4)$$

де  $m_{PC}$  – маса робочої ємкості;  $m_{Ведуч.В}$  – маса ведучої вилки;  $m_{Веден.В}$  – маса веденої вилки;

В положенні машини, яке представлено на рис. 6.1. переміщення ланок відсутнє за рахунок того, що утворюються однакові плечі  $l_{G_F}$  та  $l_{G_E}$  відповідних сил тяжіння до центру рівноваги  $O'$ , як наслідок, два моменти сил тяжіння відносно центру рівноваги  $O'$  взаємокомпенсуються та не дають можливості зрушити рухомі ланки у будь-якому напрямі. Центр рівноваги  $O'$  при такому положенні робочої ємкості буде знаходитися на середині горизонтальної лінії, яка сполучає вектори сил тяжіння, що відповідає куту повороту ведучого валу в  $30^\circ$  та  $150^\circ$ . А отже, при таких положеннях машини:

$$\overline{M}_{G_F}^{O'} = \overline{M}_{G_E}^{O'}; \quad (6.5)$$

$$m_F \overline{gl}_{G_F} = m_E \overline{gl}_{G_E}. \quad (6.6)$$

Рівняння (6.5) буде також справедливим для такого положення ємкості (кут повороту ведучого валу  $75^\circ$  та  $105^\circ$ ), при якому моменти сил тяжіння визначатимуться відносно центру рівноваги  $Q'$ . Таким чином, можна виділити два центри рівноваги машини  $O'$  та  $Q'$  відносно яких визначатимуться моменти сил тяжіння прикладених в точках  $F$  та  $E$ .

З усього вищесказаного можна зробити висновок, що статичний момент опору  $M_{оп}$  ведучого валу машини без урахування маси сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості, визначається як векторна сума моментів сил тяжіння  $M_{G_F}^{O'(Q')}$  та  $M_{G_E}^{O'(Q')}$  відносно відповідного центру рівноваги:

$$\overline{M}_{оп} = \sum \overline{M}_{G_i}^{O'(Q')}. \quad (6.7)$$

Момент опору з від'ємним значенням означатиме, що на ведучому валу виникає допоміжний момент, який не перешкоджатиме його обертання, а, навпаки, спонукає обернутися у встановленому напрямку.

Правило знаків для визначення моментів сил тяжіння, прикладених в точках  $F$  та  $E$  відносно центру рівноваги  $O'$  чи  $Q'$ , формулюється так: якщо при русі РС перпендикуляр опущений з точки  $F$  на міжосьову лінію  $l_{QO}$  опиниться на проміжку  $l_{O'O}$ , то крутний момент створений силою тяжіння  $\overline{G}_F$  визначатиметься відносно центру рівноваги  $O'$  та буде допоміжним, матиме знак «-» та навпаки, якщо перпендикуляр, опущений з точки  $F$  на міжосьову лінію  $l_{QO}$ , опиниться на проміжку  $l_{Q'O'}$ , то крутний момент визначатиметься відносно центру рівноваги  $Q'$ , і він буде розглядатися як той, що чинить опір обертання ведучого валу та матиме знак «+». Аналогічно визначатиметься момент сили тяжіння прикладений в точці  $E$  відносно відповідних центрів рівноваги. Іншими словами, моменти сил тяжіння, прикладені в точках  $F$  та  $E$  визначаються відносно того центру рівноваги  $Q'$  чи  $O'$ , який буде розташований між проекціями точок  $F$  та  $E$  на міжосьову лінію  $l_{QO}$ . Наприклад, в положенні машини, що представлено на рис. 4.1, момент сил тяжіння визначатиметься відносно центру рівноваги  $O'$ .

Рівняння моментів сил тяжіння, прикладених в точках  $F$  та  $E$  відносно центру рівноваги  $O'$  матимуть вигляд:

$$\overline{M}_{G_F}^{O'} = -\overline{G}_F l_{G_F}. \quad (6.8)$$

$$\overline{M}_{G_E}^{O'} = \overline{G}_E l_{G_E}. \quad (6.9)$$

Рівняння моментів сил тяжіння, прикладених в точках  $F$  та  $E$  відносно центру рівноваги  $Q'$  матимуть вигляд:

$$\overline{M}_{G_F}^{Q'} = \overline{G}_F l_{G_F}. \quad (6.10)$$

$$\overline{M}_{G_E}^{Q'} = -\overline{G}_E l_{G_E}. \quad (6.11)$$

З урахуванням виразів (6.8 – 6.11) запишемо рівняння для визначення моменту опору на ведучому валу при тих положеннях РЄ, коли проекція точки  $F$  на міжосьову відстань  $l_{QO}$  знаходиться на проміжку  $[O'O)$ , а проекція точки  $E$  на міжосьову відстань  $l_{QO}$  буде знаходитися на проміжку  $[Q'O')$ :

$$\overline{M}_{оп} = \overline{G}_E l_{G_E} - \overline{G}_F l_{G_F}. \quad (6.12)$$

Аналогічно до (6.12) запишемо рівняння для визначення моменту опору ведучого валу при тих положеннях РЄ, коли проекція точки  $F$  на міжосьову відстань  $l_{QO}$  знаходиться на проміжку  $(Q'O']$ , а проекція точки  $E$  на міжосьову відстань  $l_{QO}$  буде знаходитися на проміжку  $[QQ')$ :

$$\overline{M}_{оп} = \overline{G}_F l_{G_F} - \overline{G}_E l_{G_E}. \quad (6.13)$$

Далі необхідно записати вирази для визначення плечей  $l_{G_F}$  та  $l_{G_E}$ . Для цього спочатку проведемо дослідження в САПР SolidWorks, на основі якого побудуємо графік залежності, який представлений на рис. 4.2, довжин  $l_{OF}^x$  та  $l_{QE}^x$  від кута повороту ведучого валу  $\varphi$ . За кут повороту ведучого валу рівного нулю градусів прийнято таке положення машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки з робочою ємкістю займатиме вертикальне положення.

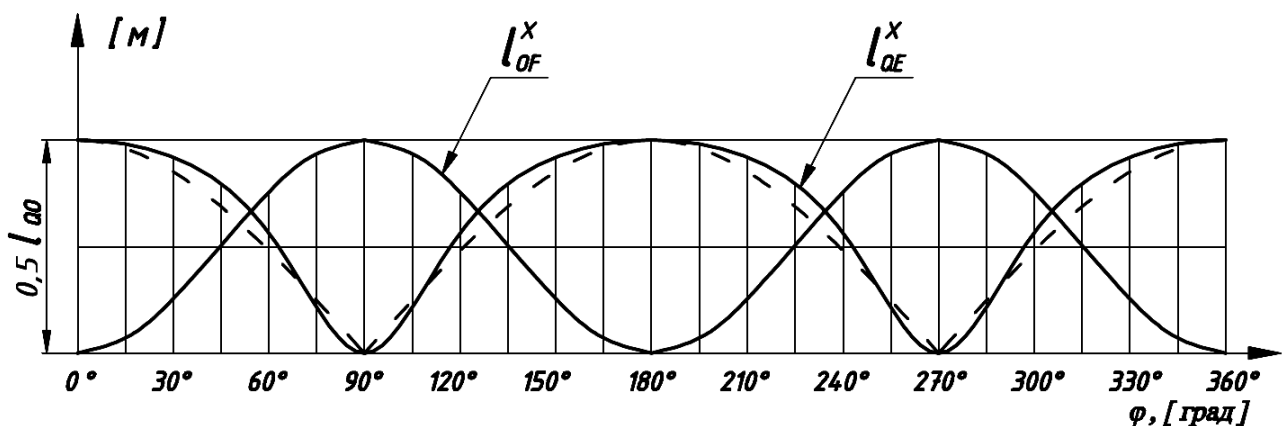


Рис. 6.2. Залежність довжин  $l_{OF}^x$  та  $l_{QE}^x$  від кута повороту ведучого валу  $\varphi$

Проаналізувавши графік залежностей представлений на рис. 6.2, можна стверджувати, що точки  $F$  та  $E$  за один повний оберт ведучого валу двічі опишуть власні траєкторії кіл. У випадках, коли одна з точок  $F$  чи  $E$  буде знаходитися на міжосьовій лінії  $l_{QO}$ , утворюватиметься найбільша відстань між

цією точкою та центром обертання відповідного валу, яка рівна половині міжосьової відстані  $l_{QO}$ :

$$l_{QE}^{X \max} = l_{OF}^{X \max} = \frac{1}{2} l_{QO}. \quad (6.14)$$

Запишемо залежність довжини  $l_{OF}^x$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi$ :

$$l_{OF}^x = 0,25l_{QO} - 0,25l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (6.15)$$

З графіку, представленого на рис. 4.2 видно, що дійсна крива (синього кольору), котра характеризує зміну значення довжини  $l_{QE}^x$  мінімально відрізняється від гармонічного закону (червона пунктирна крива), а отже, для спрощення використовуватимемо косинусоїдальну залежність. Запишемо залежність довжини  $l_{QE}^x$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi$ :

$$l_{QE}^x = |0,5l_{QO} \cos \varphi|. \quad (6.16)$$

Далі розглянемо рис. 6.3, на якому представлено робочу ємкість машини, яка проектується на вертикальну площину в натуральну величину. Саме в такому положенні проекції з точок  $F$  та  $E$ , опущені на міжосьову відстань  $l_{QO}$ , співпадатимуть з центрами рівноваги машини  $O'$  та  $Q'$  відповідно.

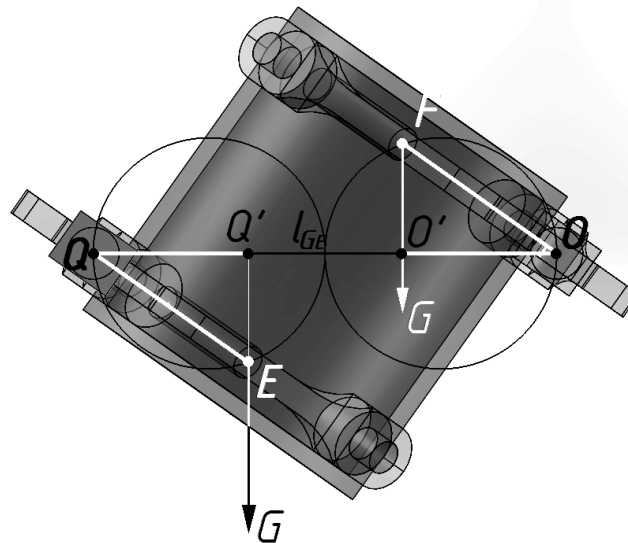


Рис. 6.3. Схема дії сил в положенні машини, при якому робоча ємкість проектується на вертикальну площину в натуральну величину

В результаті чого міжосьову відстань  $l_{QO}$  можна умовно розділити на три рівні частини за двома центрами рівноваги:

$$l_{QQ'} = l_{Q'O'} = l_{O'O} = \frac{1}{3} l_{QO}. \quad (6.17)$$

Саме при таких положеннях рухомих ланок машини, що відповідають кутам повороту ведучого валу  $\varphi = 54^\circ; 126^\circ; 234^\circ; 306^\circ$ , виникатиме найбільше значення моменту опору на ведучому валу машини за рахунок того, що утворюватиметься максимальна довжина плеча сили тяжіння прикладеної у

точці  $F$  чи  $E$ , момент якої буде додатнім, а довжина плеча сили тяжіння прикладеної у точці  $F$  чи  $E$ , момент якої від'ємний, буде рівний нулю. Момент опору при таких положеннях рухомих ланок можна визначити як:

$$\overline{M}_{оп} = \frac{1}{3} \overline{G}_E l_{QO} = \frac{1}{3} \overline{G}_F l_{QO} = \frac{1}{3} m_E \overline{g} l_{QO} = \frac{1}{3} m_F \overline{g} l_{QO}. \quad (6.18)$$

Опираючись на виведені рівняння (6.15), (6.16) та враховуючи формулу (6.17), запишемо вирази для визначення плечей  $l_{G_F}$  та  $l_{G_E}$ .

У тому випадку, якщо проекція точки  $F$  на міжосьову відстань буде знаходитися праворуч від центру рівноваги  $O'$ , то  $l_{G_F}$  визначатиметься як:

$$l_{G_F} = \frac{1}{3} l_{QO} - l_{OF}^X. \quad (6.19)$$

А з урахуванням рівняння (6.15) вираз (6.19) матиме вигляд:

$$l_{G_F} = \frac{1}{3} l_{QO} - 0,25 l_{QO} + 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (6.20)$$

У тому випадку, якщо проекція точки  $F$  на міжосьову відстань буде знаходитися ліворуч від центру рівноваги  $O'$ , то  $l_{G_F}$  визначатиметься як:

$$l_{G_F} = \frac{2}{3} l_{QO} - l_{OF}^X. \quad (6.21)$$

З урахуванням рівняння (6.15) вираз (6.21) матиме вигляд:

$$l_{G_F} = \frac{2}{3} l_{QO} - 0,25 l_{QO} + 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi. \quad (6.22)$$

Вираз для визначення плеча  $l_{G_E}$  в тому випадку, якщо проекція точки  $E$  на міжосьову відстань знаходитиметься праворуч від центру рівноваги  $Q'$ :

$$l_{G_E} = \frac{2}{3} l_{QO} - l_{QE}^X. \quad (6.23)$$

А з урахуванням рівняння (6.16) вираз (6.23) матиме вигляд:

$$l_{G_E} = \frac{2}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi|. \quad (6.24)$$

Вираз для визначення плеча  $l_{G_E}$  в тому випадку, якщо проекція точки  $E$  на міжосьову відстань знаходитиметься ліворуч від центру рівноваги  $Q'$ :

$$l_{G_E} = \frac{1}{3} l_{QO} - l_{QE}^X. \quad (6.25)$$

А з урахуванням рівняння та (6.16) вираз (6.25) матиме вигляд:

$$l_{G_E} = \frac{1}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi|. \quad (6.26)$$

Запишемо рівняння (6.12), з урахуванням виразів (6.24), (6.20):

$$\overline{M}_{оп} = \overline{G}_E \left( \frac{2}{3} l_{QO} - |0,5 l_{QO} \cos \varphi| \right) - \overline{G}_F \left( \frac{1}{3} l_{QO} - (0,25 l_{QO} - 0,25 l_{QO} \cos 2\varphi) \right). \quad (6.27)$$

Плечі моментів сил в такому випадку беруться відносно центру рівноваги  $O'$ . Враховуючи положення рухомих ланок машини, що відповідає куту повороту ведучого валу в  $0^\circ$ , таке рівняння буде актуальним для таких кутів повороту ведучого валу машини:  $\varphi = (306^\circ \div 54^\circ)$  та  $\varphi = (126^\circ \div 234^\circ)$ .

Запишемо рівняння (6.13), з урахуванням виразів (6.22), (6.26):

$$\bar{M}_{оп} = \bar{G}_F \left( \frac{2}{3} l_{QO} - (0,25l_{QO} - 0,25l_{QO} \cos 2\varphi) \right) - \bar{G}_E \left( \frac{1}{3} l_{QO} - |0,5l_{QO} \cos \varphi| \right). \quad (6.28)$$

Плечі моментів сил в такому випадку беруться відносно центру рівноваги  $Q'$ . Таке рівняння актуальне при кутах повороту ведучого валу машини:  $\varphi = (54^\circ \div 126^\circ)$  та  $\varphi = (234^\circ \div 306^\circ)$ .

Таким чином, отримано 3 рівняння (6.18), (6.27) та (6.28) за допомогою яких можна визначити статичний момент опору на ведучому валу машини без урахування маси завантаженого до ємкості сипкого середовища.

На основі рівнянь (6.18), (6.27), (6.28) побудовано криву зміни статичного моменту опору на ведучому валу за один його оберт та порівнюємо її з кривою, яка отримана на основі 3D моделювання моделі машини та подальшого її кінематичного аналізу в САПР SolidWorks.

Графіки залежності моменту опору ведучого валу від кута його повороту, встановлений аналітичним методом та за допомогою САПР SolidWorks представлений на рис. 6.4. За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки до робочої ємкості є вертикальною.

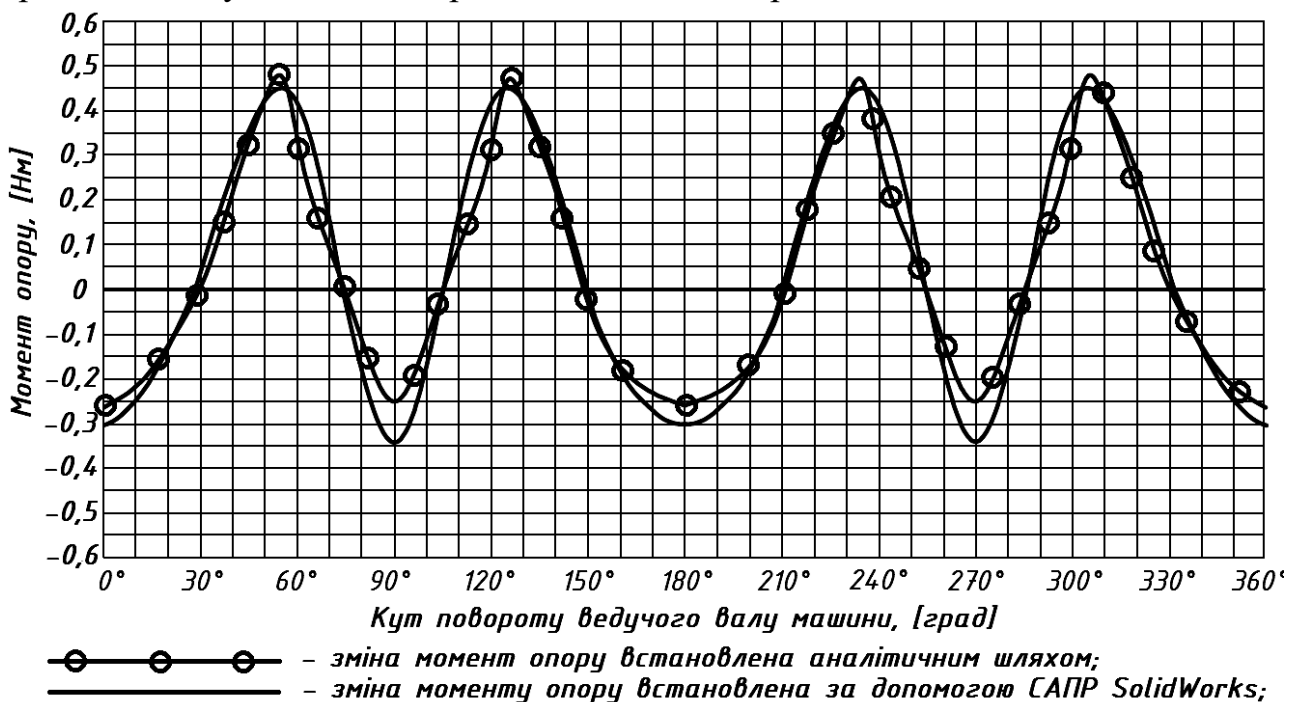


Рис. 6.4. Графік залежності моменту опору ведучого валу від кута його повороту

Як бачимо, крива, побудована на основі розрахункового методу практично аналогічна до кривої, отриманої за допомогою САПР SolidWorks; різниця між екстремальними значеннями додатного моменту опору двох кривих є незначною, дещо більша різниця між екстремальними значеннями від'ємного моменту опору, однак, це не є актуальним з точки зору поставленої мети нашого теоретичного дослідження. Момент опору ведучого валу за один його повний оберт має 8 точок екстремумів. Однак, при подальшому

встановленні максимальної потужності, що споживається машиною, нас цікавитиме лише максимальні екстремальні значення статичного моменту опору на ведучому валу, значення якого можна визначити на основі виразу (6.18).

## **6.2. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини, створеного масою сипкого робочого середовища в робочій ємкості при 50% завантаженні**

Одним з основних факторів, які впливають на створення моменту опору на ведучому валу, є маса завантаженого до робочої ємкості сипкого середовища.

Статичний момент опору на ведучому валу машини з урахуванням маси сипкого середовища визначатимемо за принципом, аналогічним до попередньої частини, як суму моментів сил тяжіння створених масою сипкого робочого середовища відносно відповідного центру рівноваги машини.

Однак, варто зазначити, що не лише вага сипкого робочого середовища впливатиме на значення моменту опору ведучого валу, а ще й об'єм ємкості, який заповнений ним, що проявлятиметься у відносному переміщенні сипкого масиву відносно стінок робочої ємкості. Наприклад, якщо розглядати випадок при 90-100% заповненні ємкості, то переміщення сипкого масиву відносно стінок робочої ємкості буде практично відсутнім, таким чином, масу сипкого середовища можна додати до сумарної маси рухомих ланок машини. Таку загальну масу можна умовно розділити між визначеними в частині 6.1 точками *F* та *E*.

Інша ситуація виникатиме у випадку неповного заповнення ємкості, коли сипкий масив здатен переміщатися на значну відстань відносно її стінок. Відомо [64, 65, 89], що раціональний рівень заповнення робочої ємкості, становить 50% від загального її об'єму.

Таким чином, виведемо вирази для визначення моменту опору ведучого валу для 50% рівня заповнення ємкості. Вивести універсальне рівняння для визначення зміни моменту опору на ведучому валу складно. Щоб встановити максимальну потужність, яка споживається машиною, необхідно вивести рівняння для того кута повороту ведучого валу, при якому буде виникати максимальний момент опору під впливом сили тяжіння, яка діє на сипке середовище.

Для визначення такого кута повороту заповнювали робочу ємкість експериментального стенду сипким матеріалом на 50%, надавали обертального руху ведучому валу при низькій кутовій швидкості ( $\approx 1$  об/хв) та паралельно спостерігали за переміщенням сипкого масиву крізь прозорі стінки ємкості відносно встановлених центрів рівноваги машини *O'* та *Q'* [168]. На рис. 4.5 представлено положення рухомих ланок машини, а також відповідне розташування сипкого масиву відносно стінок ємкості та центрів рівноваги з кроком в  $30^\circ$  повороту ведучого валу та для кутів повороту ведучого валу в  $54^\circ$  та  $126^\circ$  з відображенням у вертикальній площині (вид спереду).

На рис. 6.5 горизонтальна лінія відображає відстань між осями обертання ведучого та веденого валів  $O$  та  $Q$  відповідно. Через відповідний центр рівноваги машини  $O'$  чи  $Q'$  проведено вертикальні лінії. Маса частини сипкого масиву, який знаходиться ліворуч від вертикальної лінії, що проходить через центр рівноваги  $O'$  або праворуч від лінії, що проходить через центр рівноваги  $Q'$  буде створювати допоміжний момент сили тяжіння, а маса частини сипкого масиву, який знаходиться праворуч від вертикальної лінії, що проходить через центр рівноваги  $O'$  або ліворуч від лінії, що проходить через центр рівноваги  $Q'$  буде створювати момент опору.

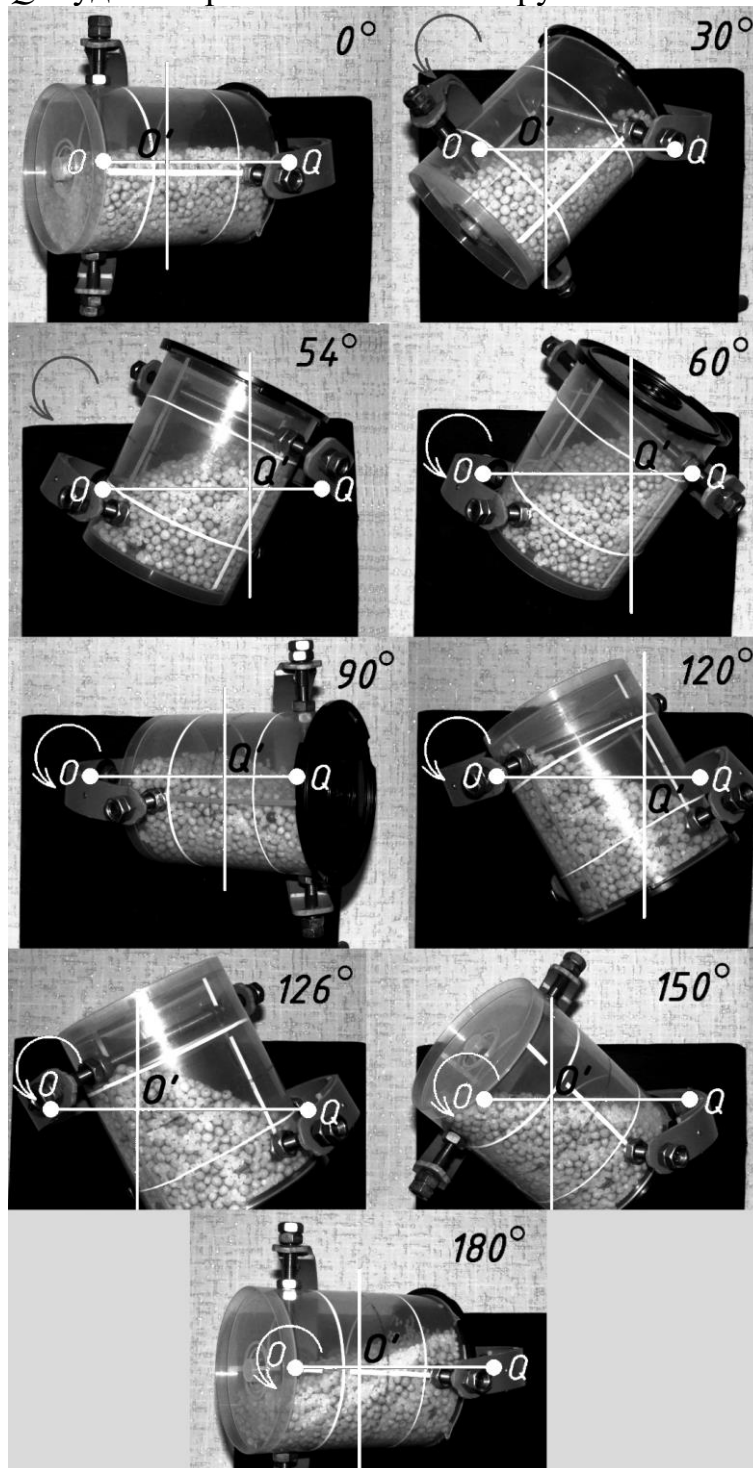


Рис. 6.5. Розташування сипкого масиву відносно стінок ємкості та центрів рівноваги



Проаналізувавши представлені фрагменти роботи машини з точки зору утворення максимального моменту опору на ведучому валу, можна стверджувати, що такими будуть положення, котрі відповідають куту повороту ведучого валу в  $54^\circ$  та  $126^\circ$ . Саме при таких положеннях рухомих ланок машини значно більша частина сипкого масиву буде розташована в тій частині робочої ємкості, де сила тяжіння від його маси впливатиме на створення моменту опору. Крім того, такі положення ємкості, з точки зору створення максимального статичного моменту опору на ведучому валу, співпадають з положеннями визначеними в частині 6.1.

Вважатимемо, що в сипкому середовищі практично відсутні сили зчеплення між окремими частинками, коефіцієнт внутрішнього тертя зведений до мінімуму, частинки мають однакові гранулометричні властивості.

Якщо розглянути циліндричну робочу ємкість, що знаходиться у вертикальному положенні та заповнена на 50%, то сипкий масив прийматиме циліндричну форму, обмежену внутрішньою циліндричною поверхнею ємкості, нижнім торцем робочої ємкості, а також вільним граничним шаром сипкого масиву, який у знерухомленому стані завжди буде приймати вигляд горизонтальної площини, в даному випадку паралельної до нижнього торця робочої ємкості. У проекції на вертикальну площину сипкий масив утворює прямокутну площину (рис. 6.6.а).

Під час подальшого переміщенні робочої ємкості при низькій кутовій швидкості ведучого валу сипкий масив фактично, як єдине ціле, постійно змінюватиме свою стереометричну форму, однак, при будь-якому положенні ємкості верхній граничний шар сипкого масиву обов'язково утворюватиме площину наближену до горизонтальної. Таким чином, при положенні робочої ємкості, яке відповідає куту повороту ведучого валу в  $54^\circ$  чи  $126^\circ$ , сипкий масив прийматиме форму циліндра з нахиленою верхньою основою, а при проектуванні на вертикальну площину утворюватиметься прямокутна трапеція  $ABCD$  (рис. 6.6.б).

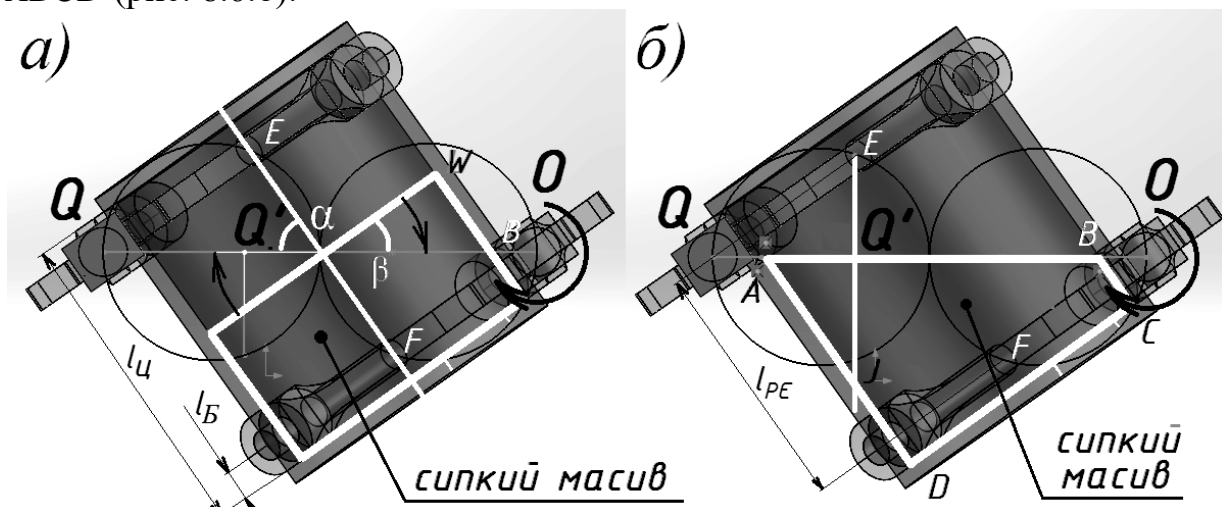


Рис. 6.6. Форма сипкого масиву у проекції на вертикальну площину:  
 а) коли робоча ємкість знаходиться у вертикальному положенні;  
 б) при нахиленому положенні робочої ємкості, що відповідає куту повороту ведучого валу в  $54^\circ$  чи  $126^\circ$

Таким чином, умовно розподілимо сипкий масив на дві "частини" відносно вертикальної площини, що проходить через центр рівноваги  $Q'$ , в результаті чого значно "більша частина" сипкого масиву  $Q'BCDJ$ , в якій сконцентрована майже уся його маса, котра знаходиться праворуч від вертикальної площини, під дією сили тяжіння створює момент опору на ведучому валу машини. "Менша частина" сипкого масиву  $AQ'I$ , також викликати збільшення моменту опору за рахунок того, що безпосередньо контактує з "більшою частиною" сипкого масиву та створює на нього тиск від своєї маси. Тому для робочої ємкості, яка завантажена на 50%, в незалежності від розподілу мас сипкого масиву між більшою та меншою "частинами", вважатимемо, що на створення максимального моменту опору на ведучому валу впливає уся маса сипкого робочого середовища.

Вираз для визначення сили тяжіння, що діє на сипкий масив, матиме вигляд:

$$\bar{G}_m = m_C \bar{g}, \quad (6.29)$$

де  $m_C$  – сумарна маса сипкого масиву, завантаженого до ємкості, [кг].

Для визначення статичного моменту опору необхідно також враховувати геометричний параметр  $l_B$  (рис. 6.6.а), який може мати відмінне значення при різних геометричних параметрах робочої ємкості.

Вираз, що характеризує відношення довжини  $l_B$  до міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$ :

$$z = \frac{l_B}{l_{PC}}. \quad (6.30)$$

Варто зазначити, що співвідношення геометричних параметрів  $z$ , яке характерне для 3D моделі ємкості, що досліджується становитиме:

$$z = \frac{l_B}{l_{PC}} \approx 0,13. \quad (6.31)$$

Таке значення  $z$  обумовлено конструктивними особливостями машини.

Для того, щоб визначити точку прикладання вектора сили тяжіння до "більшої частини" сипкого масиву, необхідно встановити положення її центру мас. Знайдемо його за допомогою САПР SolidWorks, при цьому вважатимемо, що сипкий масив, котрий прийняв форму циліндру з нахиленою верхньою основою, є суцільним твердим тілом з однаковою густиною по всьому об'єму. Таким чином, змоделюємо у SolidWorks це тверде стереометричне тіло певної маси та розділимо його об'єм на відповідні умовні дві "частини", які характеризуватимуть розподіл його маси відносно вертикальної площини, що співпадає з центром рівноваги машини.

Для побудови твердого тіла в SolidWorks задавалися його наступними геометричними параметрами: діаметр нижньої основи рівен діаметру внутрішнього торця робочої ємкості, для побудови верхньої нахиленої основи циліндру необхідно знати довжини  $l_{BC}$  та  $l_{AD}$ , які можна визначити з наступних виразів:

$$l_{BC} = 0,5l_{II} - l_{WB}. \quad (6.32)$$

$$l_{AD} = 0,5l_{Ц} + l_{WB}, \quad (6.33)$$

де  $l_{Ц}$  – довжина внутрішньої стінки циліндру ємкості;  $l_{WB}$  – відстань між верхнім шаром сипкого масиву в тому випадку, якщо робоча ємкість розташована вертикально та верхнім шаром сипкого масиву, утвореного відповідним положенням ємкості.

В свою чергу  $l_{WB}$  можна визначити як:

$$l_{WB} = r \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (6.34)$$

де  $r$  – радіус внутрішнього торця робочої ємкості;

Кут  $\beta$  визначається як:

$$\beta = 90 - \alpha = 90 - 55 = 35^\circ, \quad (6.35)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу осі робочої ємкості до горизонтальної площини. В такому положенні ємкості кут  $\alpha$  має найбільше своє значення  $\alpha \approx 55^\circ$  та буде однаковим для будь-якого типорозміру машини, для якого виконується умова (2.5).

Підставимо значення  $\beta$  у вираз (6.34):

$$l_{WB} = r \cdot \operatorname{tg} 35^\circ. \quad (6.36)$$

Запишемо вирази (6.32, 6.33) з урахуванням формули (6.36):

$$l_{BC} = 0,5l_{Ц} - r \cdot \operatorname{tg} 35^\circ. \quad (6.37)$$

$$l_{AD} = 0,5l_{Ц} + r \cdot \operatorname{tg} 35^\circ. \quad (6.38)$$

Таким чином, за попередньо встановленими геометричними параметрами було виконано 3D моделювання сипкого середовища, а також було встановлено місце розташування центру мас  $ЦМ$  більшої частини сипкого масиву на вертикальній проекції та математично пов'язано з габаритними параметрами робочої ємкості. Місце розташування центру мас  $ЦМ$  сипкого масиву на вертикальній проекції машини представлено на рис. 6.7.

Для робочої ємкості з відповідними геометричними параметрами, що представлена на рис. 6.7 координати  $l_1$  та  $l_2$ , а також плече сили тяжіння  $l_{Gm}$  можна визначити як:

$$l_1 = 0,47d. \quad (6.39)$$

$$l_2 = 0,23l_{Ц}. \quad (6.40)$$

$$l_{Gm} = 0,26l_{QO} = \sigma_{50\%} l_{QO}. \quad (6.41)$$

Коефіцієнт пропорційності лінійних розмірів  $l_{Gm}/l_{QO} = 0,26$  позначимо як  $\sigma_{50\%}$ , він буде відповідати робочій ємкості зі співвідношенням геометричних параметрів  $z=0,13$  у випадку її 50% заповнення.

У випадку коли значення  $z$  буде відмінним від встановленого за виразом (6.31), коефіцієнт  $\sigma_{50\%}$  слід визначати за рівнянням:

$$\sigma_{50\%} = \frac{0,26z}{0,13} = 2z. \quad (6.42)$$

Запишемо вираз (6.41) з урахуванням рівняння (6.42):

$$l_{Gm} = 2zl_{QO}. \quad (6.43)$$

Крім того, на основі проведеного 3D моделювання в SolidWorks моделей сипкого масиву, було встановлено, що місце розташування центру мас сипкого масиву при варіюванні значень відношення діаметру робочої ємкості до її довжини в діапазоні  $\frac{d}{l_{\text{ц}}} = [0,5 \div 0,9]$  зовсім не зміщатиметься в радіальному напрямі робочої ємкості та зазнаватиме незначного зміщення в осьовому напрямі ємкості, яким можна знехтувати. Величина зміщення центру мас ЦМ в осьовому напрямі робочої ємкості, що відповідає діапазону  $\frac{d}{l_{\text{ц}}} = [0,5 \div 0,9]$  становитиме всього лиш  $e \approx 0,055l_{\text{ц}}$ . А отже, зміною довжини плеча сили тяжіння також можна знехтувати при варіюванні значень відношення діаметру ємкості до її довжини у встановленому діапазоні.

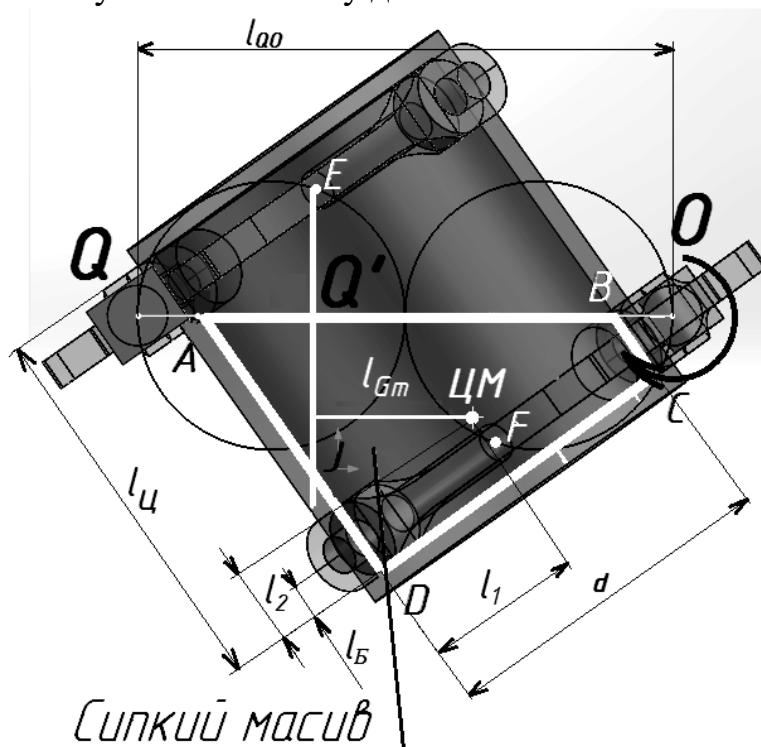


Рис. 6.7. Схема щодо визначення місця розташування центру мас ЦМ сипкого масиву

Запишемо вираз для визначення максимального моменту опору, створеного силою тяжіння, що діє на сипкий масив відносно центру рівноваги машини при відповідному положенні робочої ємкості (для кутів повороту ведучого валу в  $54^\circ$  та  $126^\circ$ ):

$$M_{\text{опГм}} = G_m l_{Gm} \quad (6.44)$$

Підставимо у рівняння (6.44) значення виразів (6.29) та (6.43):

$$M_{\text{опГм}} = 2zm_c g l_{\text{ц}} \quad (6.45)$$

На основі виразу (6.45) можна розрахувати максимальне значення статичного моменту опору на ведучому валу машини створеного масою сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості, при заповненні її на 50% від загального об'єму.

### 6.3. Визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини, створеного масою сипкого робочого середовища завантаженого до робочої ємкості при різних ступенях її заповнення

У попередній частині 6.2 виведено рівняння для визначення моменту опору ведучого валу при заповненні ємкості на 50%. Однак, у процесі експлуатації машини може виникнути необхідність завантаження робочої ємкості при інших ступенях її об'ємного заповнення. Таким чином, базуючись на рекомендації, що наведені в літературних джерелах [64, 65, 89] та розділі 1 щодо гранично можливого заповнення робочої ємкості, необхідно визначити як змінюватимуться значення моменту опору ведучого валу, створеного силою тяжіння сипкого масиву при заповненні ємкості від 30% до 70% від її загального об'єму. З цією метою потрібно встановити співвідношення між масами двох частин сипкого масиву, які умовно розділені між собою вертикальною площиною, котра проходить через центр рівноваги машини при різному об'ємному заповненні робочої ємкості, а також отримати залежності між об'ємним заповненням ємкості та довжиною плеча сили тяжіння прикладеної до більшої частини сипкого масиву.

Для цього, аналогічно до попередньої частини, у САПР SolidWorks було змодельовано тверді тіла з однаковою густиною, які відповідають формі сипкого масиву, утвореного при відповідному об'ємному заповненні робочої ємкості та попередньо встановленому її положенні, при якому виникає максимальний момент опору на ведучому валу.

При побудові твердих тіл в SolidWorks задавалися їх геометричними параметрами: діаметр нижньої основи сипкого масиву  $d$ , який рівен діаметру внутрішнього торця ємкості, довжини  $l_{BC}$  та  $l_{AD}$ , для визначення яких записано вирази з урахуванням заповнення робочої ємкості, які базуються на рівняннях (6.37) та (6.38):

$$l_{BC} = 0,01\Theta l_{Ц} - r \cdot \operatorname{tg}35^\circ. \quad (6.46)$$

$$l_{AD} = 0,01\Theta l_{Ц} + r \cdot \operatorname{tg}35^\circ, \quad (6.47)$$

де  $\Theta$  – ступінь заповнення робочої ємкості сипким середовищем у %;

Співвідношення мас двох частин сипкого масиву відносно вертикальної площини, котра проходить через центр рівноваги машини, а також значення коефіцієнту  $\sigma_{X\%}$  для різних ступенів заповнення робочої ємкості представлені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Рівень заповнення ємкості сипким матеріалом, $\Theta, [\%]$	Співвідношення мас двох частин сипкого масиву, умовно розділених між собою вертикальною площиною $m_{BC} / m_{MC}$	Значення коефіцієнту $\sigma$ з урахуванням співвідношення $z$
30	26,4	$\sigma_{30\%} = 2,1z$
40	17	$\sigma_{40\%} = 2,2z$

50	9	$\sigma_{50\%} = 2z$
60	8,6	$\sigma_{60\%} = 2,2z$
70	6,6	$\sigma_{70\%} = 2,1z$

У відповідності до результатів, представлених у таблиці 6.1, можна зробити такі висновки: співвідношення мас частин сипкого масиву (де  $m_{Бч}$  – маса "більшої частини" сипкого масиву,  $m_{Мч}$  – маса "меншої" частини сипкого масиву), які умовно розділені між собою вертикальною площиною, відрізнятимуться між собою при різних ступенях заповнення робочої ємкості. Так, при заповненні ємкості на 30%, маса більшої частини сипкого масиву в 26,4 рази перевищуватиме масу меншої частини, а у випадках заповнення робочої ємкості на 70% – в 6,6 раз. Таким чином, можна зробити висновок, що при заповненні ємкості у межах від 30 до 70 % фактично уся маса сипкого середовища впливатиме на створення моменту опору. Розглядати випадки іншого об'ємного заповнення робочої ємкості недоцільно, адже з розділу 1 відомо, що заповнення робочої ємкості більш, ніж на 70% практично унеможливує переміщення масиву в середині ємкості, ефективність обробки виробів або змішування сипких речовин знижується практично до нуля; заповнення ємкості менш, ніж на 30% хоч і забезпечує значне проковзування сипкого масиву по поверхні барабану, однак, в той само час, дуже знижує продуктивність, збільшує енергозатрати, що є нераціональним з точки зору енергоефективності.

Плече сили тяжіння більшої частини сипкого масиву відносно центру рівноваги машини для різних ступенів заповнення робочої ємкості змінювалося на відносно незначну величину, цьому свідчать записані значення емпіричних коефіцієнтів  $\sigma_{X\%}$ , що представлені в таблиці 6.1.

Базуючись на рівняння (6.45), запишемо вираз для визначення статичного моменту опору на ведучому валу машини створеного масою сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості при різних ступенях її заповнення з урахуванням коеф.  $\sigma_{X\%}$ :

$$\overline{M}_{оп.Gm} = \sigma_{X\%} m_C \overline{gl}_{QO}. \quad (6.48)$$

#### **6.4. Визначення динамічного моменту опору на ведучому валу машини, що утворюється при переміщенні робочого середовища завантаженого до ємкості**

Під час роботи машини, особливо при значних кутових швидкостях ведучого валу, на сипке середовище діятимуть сили інерції, які своїм впливом доповнюватимуть значення статичного моменту опору на ведучому валу.

Оскільки наша задача полягає у визначенні максимального значення моменту опору то, аналогічно до попередніх частин, необхідно встановити кут повороту ведучого валу, при якому динамічний моменту опору є максимальним.

Динамічний момент опору визначали [169] аналогічно статичному, на основі векторної суми моментів сил інерції взятої відносно центру рівноваги машини  $O'$  чи  $Q'$ . На значення динамічного моменту опору впливатиме модуль сили інерції, що діє на сипкий масив та довжина плеча сили інерції.

Для того, щоб визначити кут повороту ведучого валу, при якому виникатиме максимальне значення динамічного моменту опору, проаналізуємо рух сипкого масиву в середині робочої ємкості. Попередніми дослідженнями [7] встановлено, що найбільш інтенсивне переміщення сипкого масиву відбувається вздовж осі ємкості, яке переривається, незалежно від режиму руху, періодами спокою, коли весь сипкий масив, рухаючись в одному з напрямків, досягає торця ємкості, за рахунок зіткнення з ним зупиняється, а вже потім змінює напрямок свого переміщення у зворотній. При таких положеннях робочої ємкості виникатиме найбільше значення сили інерції за рахунок того, що весь об'єм сипкого масиву створюватиме тиск на внутрішню поверхню ємкості, на відміну від тих положень робочої ємкості, коли частина сипкого масиву перебуває у стані вільного польоту та не контактуватиме з її стінками, в таких випадках тиск на внутрішню поверхню ємкості буде значно меншим. Для визначення таких положень робочої ємкості, коли весь сипкий масив контактуватиме з її внутрішніми стінками, було проведено експеримент, в якому спостерігали за переміщенням сипкого масиву крізь прозорі стінки робочої ємкості експериментального стенду з кутовою швидкістю ведучого валу, яка забезпечує реалізацію водоспадного режиму руху. Фрагментальне відтворення переміщення сипкого середовища крізь прозорі стінки ємкості, що заповнена на 50% з кроком обертання ведучого валу в  $30^\circ$  представлено на рис.4.8.



Рис. 6.8. Переміщення сипкого середовища в середині робочої ємкості

Проаналізувавши фрагменти переміщення сипкого середовища в середині робочої ємкості, які представлені на рис. 6.8, можна зробити висновок, що майже все сипке середовище перебувало у вигляді єдиного сипкого масиву практично в тих само положеннях ємкості, при яких виникатиме максимальне значення статичного моменту опору ведучого валу, тобто, приблизно при кутах повороту ведучого валу машини в  $54^\circ$  та  $126^\circ$  (як і в розділах 6.1, 6.2).

Далі необхідно визначити точку прикладання вектора сили інерції, яка діє на сипкий масив, з його напрямком, а також вивести вираз для визначення його модуля.

Точка прикладання вектора сили інерції співпадає з точкою прикладання вектора прискорення, який на вертикальній проекції машини, в свою чергу,

співпадатиме з центром мас сипкого масиву. Вирази для визначення центру мас наведені у частинах 6.2 та 6.3.

Центр мас  $ЦМ$  при заповненні робочої ємкості на 50% розташований (рис. 6.7) практично на траєкторії, яку описує точка  $F$ , крім того, в попередніх розділах визначено, що при заповненні робочої ємкості від 30% до 70% центр мас зміщатиметься на незначну відстань. Вважатимемо, що центром мас сипкого масиву є точка  $F$ . Так само, як і у частинах 6.2 та 6.1 для спрощення подальших розрахунків розглядатимемо вплив сили інерції на сипкий масив лише у вертикальній площині.

Точки  $F$  та  $E$  у проекції на вертикальну площину описують траєкторії кіл (центр кола, що описує точка  $F$  позначимо  $K$ , а центр траєкторії кола, що описує точка  $E - U$  (рис. 6.9)), при чому, за один повний оберт ведучого валу точки двічі опишуть власні траєкторії. Кутова швидкість точки  $F$  буде в два рази більшою за кутову швидкість ведучого валу  $\omega^{ведуч}$ , а оскільки ведучий вал обертається із постійною швидкістю, то кутова швидкість  $\omega_F$  також буде постійною:

$$\omega_F = 2\omega^{ведуч} = const. \quad (6.49)$$

Рівномірне обертання точки  $F$  виключає виникнення тангенціального прискорення з яким буде рухатися сипкий масив при відповідному куту повороту ведучого валу, тому повне прискорення визначатиметься як:

$$\overline{a}_F = \overline{a}_{Fn}. \quad (6.50)$$

Напрямок вектора повного прискорення буде направлений від точки  $F$  до центру її обертання  $K$ , а напрям сили інерції буде протилежний до вектора прискорення.

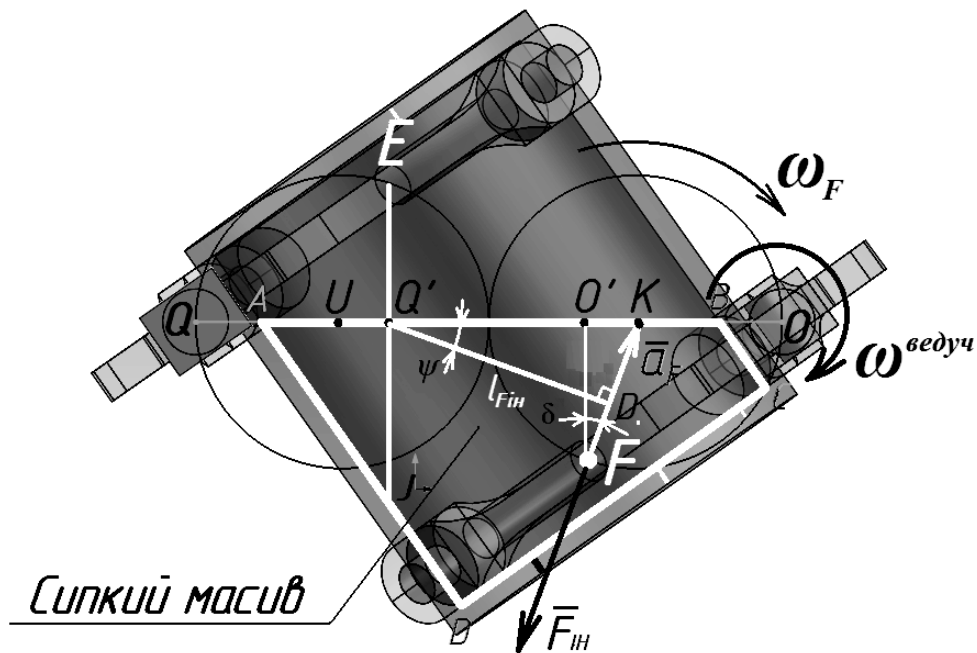


Рис. 6.9. Розрахункова схема для визначення сили інерції у вертикальній проекції машин



В свою чергу, модуль нормального прискорення  $a_{Fn}$  визначається як:

$$a_{Fn} = \omega_F^2 R, \quad (6.51)$$

де  $R$  – радіус обертання точки  $F$  по траєкторії кола, визначається як стала відстань від точки  $F$  до центру її обертання  $K$  та становитиме:

$$R = l_{FK} = \frac{1}{4} l_{QO}. \quad (6.52)$$

Вираз (6.50) з урахуванням формул (6.49), (6.51) та (4.52) матиме вигляд:

$$a_F = a_{Fn} = 4(\omega^{\text{еєд}yч})^2 \frac{1}{4} l_{QO} = (\omega^{\text{еєд}yч})^2 l_{QO}; \quad (6.53)$$

$$a_F = (\omega^{\text{еєд}yч})^2 l_{QO}. \quad (6.54)$$

Сила інерції сипкого масиву прикладена в точці  $F$  визначатиметься як:

$$\overline{F}_{in.m} = m_C \overline{a}_F. \quad (6.55)$$

Рівняння (6.55) з урахуванням виразу (6.54) матиме вигляд:

$$F_{in.m} = m_C (\omega^{\text{еєд}yч})^2 l_{QO}. \quad (6.56)$$

Запишемо рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці  $F$  відносно центру рівноваги машини:

$$\overline{M}_{mF_{in}} = \overline{F}_{in.m} l_{F_{in}}, \quad (6.57)$$

де  $l_{F_{in}}$  – плече сили інерції прикладеної в точці  $F$ , яка діє на сипкий масив.

З прямокутного трикутника  $Q'KD$ , де кут  $Q'DK=90^\circ$ , визначимо довжину плеча  $l_{F_{in}}$  (рис. 6.9):

$$l_{F_{in}} = l_{Q'K} \cos \psi. \quad (6.58)$$

Довжину  $l_{Q'K}$  можна визначити як:

$$l_{Q'K} = l_{Q'O'} + l_{O'K}. \quad (6.59)$$

З виразу (6.17) відомо, що довжина  $l_{Q'O'}$  рівна третині довжини між осями ведучого та веденого валів  $l_{QO}$ . Враховуючи те, що траєкторії обертання точок  $E$  та  $F$  дотикаються у точці, котра співпадає з серединою відстані між осями ведучого та веденого валів машини  $l_{QO}$ , то справедливим буде вираз:

$$l_{O'K} = l_{QK} - l_{QO'} = \frac{3}{4} l_{QO} - \frac{2}{3} l_{QO} = \frac{1}{12} l_{QO}. \quad (6.60)$$

Вираз (6.59) з урахуванням рівнянь (6.17) та (6.60) матиме вигляд:

$$l_{Q'K} = \frac{5}{12} l_{QO}. \quad (6.61)$$

Підставимо значення виразу (6.61) у рівняння (6.58):

$$l_{F_{in}} = \left( \frac{5}{12} l_{QO} \right) \cos \psi. \quad (6.62)$$

Оскільки  $\psi = \delta$ , то визначимо кут  $\delta$  з прямокутного трикутника  $O'KF$ :

$$\psi = \delta = \arcsin \frac{l_{O'K}}{l_{FK}}. \quad (6.63)$$

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_{FK}$ :

$$l_{FK} = \frac{1}{4} l_{QO}. \quad (6.64)$$

Підставивши у рівняння (6.63) значення виразів (6.60) та (6.64) визначимо дійсне значення кута  $\psi$ :

$$\psi \approx 19,5^\circ. \quad (6.65)$$

Підставимо у рівняння (6.62) значення кута  $\psi$  та отримаємо вираз для визначення плеча сили інерції:

$$l_{Fin} = \left( \frac{5}{12} l_{QO} \right) \cos 19,5^\circ. \quad (6.66)$$

Оскільки  $\cos 19,5^\circ \approx 0,95$ , то для спрощення кінцевого виразу його можна прийняти рівним одиниці (6.66), таким чином, плече сили інерції фактично буде рівне відстані  $l_{QK}$  або:

$$l_{Fin} = \frac{5}{12} l_{QO}. \quad (6.67)$$

У розділі 6.3 при визначенні плеча сили тяжіння враховували такий фактор як відношення  $z$  для відповідного рівня заповнення робочої ємкості сипким масивом. Однак, оскільки при визначенні плеча сили інерції нами умовно було прийнято фіксований центр мас сипкого масиву, місцеположення якого співпадає з точкою  $F$ , то врахувати цей фактор буде неможливо. Крім того, з розділу 6.3 відомо, що вплив відношення  $z$  та ступеня заповнення ємкості у встановленому діапазоні на зміну довжини плеча сили тяжіння незначний. Таким чином, прийматимемо сталою довжину плеча сили інерції при зміні вищевказаних факторів у встановлених межах.

Запишемо вираз (6.57) для визначення динамічної складової моменту опору на ведучому валу машини, створеного сипким середовищем завантаженим до робочої ємкості з урахуванням рівнянь (6.56) та (6.67):

$$\overline{M}_{ОП.мFin} = 0,42 m_c (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}^2. \quad (6.68)$$

Під час виведення рівняння (6.68) момент сили інерції визначали відносно центру рівноваги  $Q'$ , однак, рівняння для визначення моменту сили інерції відносно центру рівноваги машини  $O'$  може відрізнитися від (6.68), у зв'язку з тим, що ведений вал машини рухається нерівномірно, а отже точка  $E$  у вертикальній площині, отримуватиме не лише нормальну складову прискорення, але й тангенціальну. Таким чином, необхідно порівняти значення моментів сил інерції відносно центрів рівноваги  $Q'$  та  $O'$  при однаковому об'ємі та масі сипкого середовища завантаженого до робочої ємкості. Для цього розглянемо конкретний випадок: нехай кутова швидкість ведучого валу  $\omega^{ведуч} = 3,14 \text{ рад/с}$ ; відстань між осями ведучого та веденого валів  $l_{QO} = 0,13 \text{ м}$ ; завантаженість РС сипким матеріалом на 50% від загального об'єму; маса сипкого масиву  $m_c = 2 \text{ кг}$ . Після підстановки вихідних даних у рівняння (6.68) дізналися значення моменту опору створеного силою інерції сипкого масиву відносно центру рівноваги машини  $Q'$ :  $M_{ОП.мFin} = 0,42 \cdot 2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,13^2 = 0,14 \text{ Нм}$ .

Далі визначимо момент опору створеного силою інерції сипкого масиву відносно центру рівноваги машини  $O'$ . Для цього за допомогою САПР SolidWorks було отримано графічну залежність значень нерівномірної кутової швидкості та кутового прискорення веденого валу машини від кута повороту ведучого валу при постійній кутовій швидкості ведучого валу  $\omega^{\text{ведуч}} = 3,14 \text{ рад/с}$ . Графік залежності кутової швидкості та кутового прискорення веденого валу машини від кута повороту ведучого валу представлені на рис. 6.10.

Як уже відомо, положенню робочої ємкості, при якому виникатиме найбільше значення моменту опору відносно центру рівноваги машини  $O'$ , відповідає кут повороту ведучого валу в  $126^\circ$ . При цьому, за кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучої вилки до робочої ємкості є вертикальною. Значення кутової швидкості та кутового прискорення веденого валу для кута повороту ведучого валу в  $126^\circ$ , становлять:  $\omega^{\text{веден}} = 3,1 \text{ рад/с}$ ,  $\varepsilon^{\text{веден}} = 13,4 \text{ рад/с}^2$  (рис. 6.10).

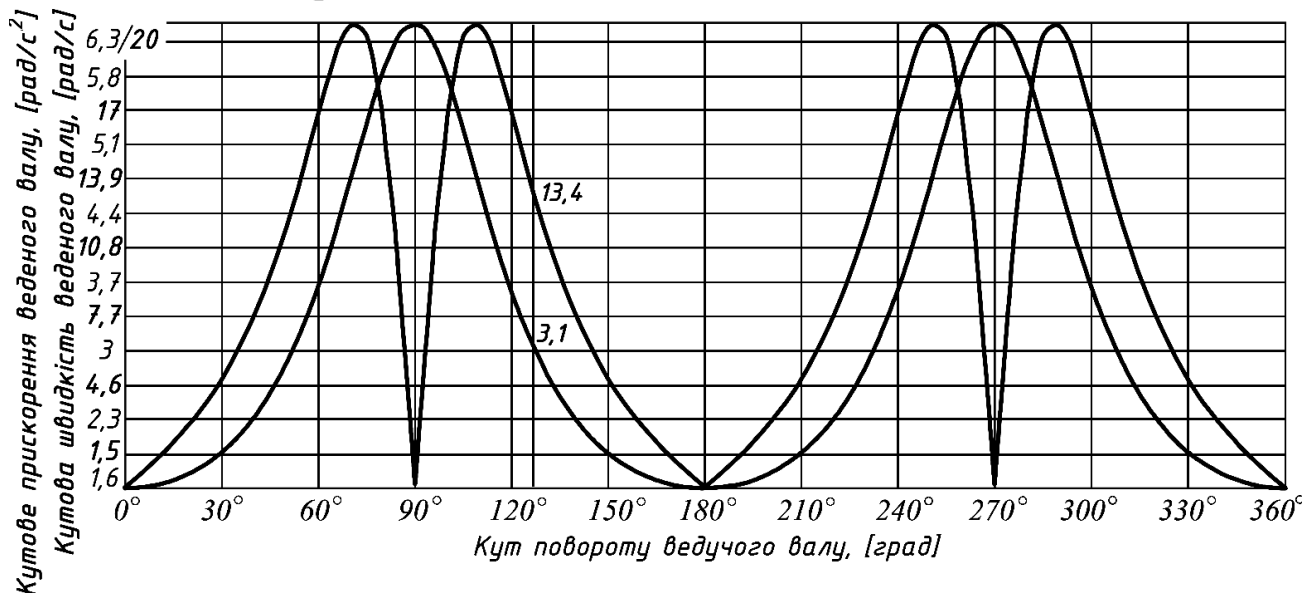


Рис. 6.10. Графік залежності кутової швидкості та кутового прискорення веденого валу машини від кута повороту ведучого валу

Визначимо миттєве значення кутової швидкості та кутового прискорення точки  $E$  для відповідного положення рухомих ланок машини:

$$\omega_E = 2\omega^{\text{веден}} = 2 \cdot 3,1 = 6,2. \quad (6.69)$$

$$\varepsilon_E = 2\varepsilon^{\text{веден}} = 2 \cdot 13,4 = 26,8. \quad (6.70)$$

Після підстановки відповідних даних знайдемо значення нормального, тангенціального та повного прискорень:

$$a_{\tau E} = r\varepsilon = 0,25 \cdot l_{QO} \cdot \varepsilon = 0,0325 \cdot 13,4 = 0,44. \quad (6.71)$$

$$a_{nE} = (\omega^{\text{веден}})^2 l_{QO} = 3,1^2 \cdot 0,13 = 1,25. \quad (6.72)$$

$$a_E = \sqrt{a_{nE}^2 + a_{\tau E}^2} = \sqrt{1,25^2 + 0,44^2} = 1,3. \quad (6.73)$$

За допомогою САПР SolidWorks встановимо довжину плеча сили інерції, для цього на вертикальній проекції машини (рис. 6.11), робочої ємкості якої перебуває у відповідному положенні, при якому кут повороту ведучого валу становить  $126^\circ$ , з точки  $E$ , дотримуючись масштабу, відкладемо вектори нормального та тангенціального прискорень. Вектор нормального прискорення буде направлений до центру обертання точки  $E$ , а вектор тангенціального прискорення направлений з точки  $E$  перпендикулярно до вектора нормального прискорення в лівий бік, оскільки точка  $E$ , рухаючись проти годинникової стрілки по своїй круговій траєкторії, сповільняється. В протилежному напрямі до векторів прискорення відкладемо вектори, що характеризуватимуть значення сил інерції: нормальної й тангенціальної, та проведемо вектор, який характеризує повне значення сили інерції. Після чого можна виміряти фактичну довжину плеча сили інерції.

Виміряна довжина плеча становить:  $l_{F_{in}(E)} = 0,052\text{ м}$

Встановимо дійсне значення моменту опору сили інерції відносно центру рівноваги машини  $O'$ :

$$\overline{M}_{ОП.мFin}^E = \overline{F}_{in} l_{E_{in}} = m_C \overline{a}_E l_{E_{in}} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,052 = 0,135\text{ Нм} \quad (4.74)$$

Таким чином, значення моменту сили інерції, яка діє на сипкий масив відносно центру рівноваги машини  $Q'$ , практично співпадає зі значенням моменту сили інерції, яка діє на сипкий масив відносно центру рівноваги машини  $O'$ . А отже, для розрахунку динамічної складової моменту опору ведучого валу машини для маси сипкого середовища, яке завантажене до робочої ємкості доцільно використовувати вираз (6.69).

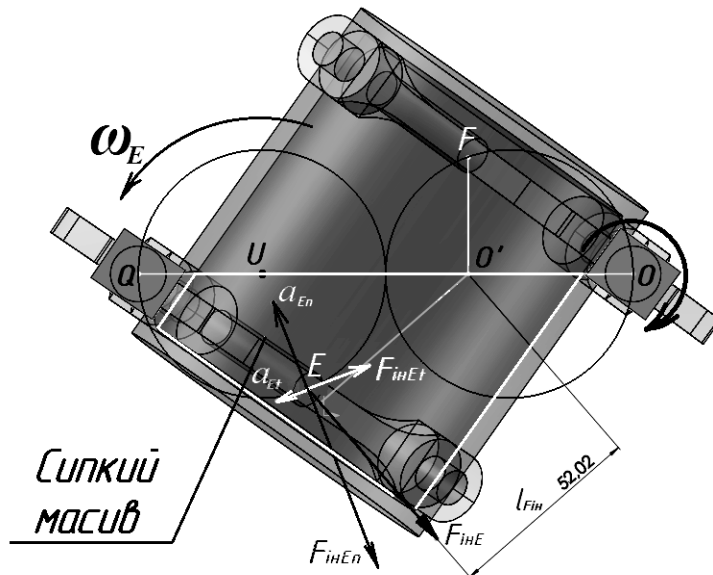


Рис. 6.11. Розрахункова схема в проекції на вертикальну площину для визначення довжини плеча сили інерції

### 6.5. Визначення динамічного моменту опору на ведучому валу, що утворюється від просторового переміщення ланок машини

Під час виведення рівняння, що характеризує загальний момент опору на ведучому валу машини, окрім сил інерції, що діють на сипкий масив, необхідно також врахувати сили інерції, створені переміщенням рухомих ланок машини та записати окреме рівняння для визначення моменту опору створеного цими силами відносно відповідного центру рівноваги машини. Аналогічно до попередніх частин вважатимемо, що вектори сил інерції будуть брати свій початок в точках  $E$  та  $F$  (рис. 6.11).

Встановити положення робочої ємкості, при якому виникатиме максимальне значення моменту опору на ведучому валу, створеного силами інерції рухомих ланок, надзвичайно складно, оскільки для кожного кута повороту ведучого валу напрям векторів сил інерції та довжини плечей будуть різними, окрім того, зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу змінюватиметься значення кута його повороту, яке відповідатиме виникненню максимального моменту опору в зв'язку з тим, що нерівномірне переміщення точки  $E$  викликає тангенціальну складову прискорення, яка впливатиме на зміну напрямку повного прискорення точки  $E$ .

Виходячи з того факту, що максимальні значення статичних моментів опору ведучого валу (при завантаженні ємкості сипким середовищем та без завантаження) та максимальне значення динамічного моменту опору при завантаженні робочої ємкості сипким середовищем утворюються при кутах повороту ведучого валу в  $54^\circ$  та  $126^\circ$ , значення динамічного моменту опору без завантаження сипкого масиву до робочої ємкості також розраховуватимемо для цих само кутів повороту ведучого валу машини.

Виведемо рівняння для розрахунку динамічного моменту опору на ведучому валу, створеного силами інерції, від переміщення рухомих ланок відносно відповідного центру рівноваги машини, яке є векторною сумою моментів сил інерції точок  $F$  та  $E$  відносно цього ж центру рівноваги машини. При цьому, аналогічно до рівняння (6.4) керуватимемося розподілом сумарної маси рухомих ланок між двома точками  $E$  та  $F$  (рис. 6.1):

$$\overline{M}_{ОП. Fin} = \sum \overline{M}_{Fin}^{O'(Q')}; \quad (6.75)$$

Рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці  $F$  виведено у попередній частині (6.68). Запишемо його, але ще й з урахуванням маси рухомих ланок:

$$\overline{M}_{ОП. Fin} = \overline{M}_{Fin}^F + \overline{M}_{Fin}^E. \quad (6.76)$$

де  $m_\Sigma$  характеризує масу, яка є сумою маси сипкого масиву та півмаси ланок, котрі виконують просторовий рух:

$$\overline{M}_{Fin}^F = 0,42m_\Sigma (\omega^{\omega \partial y \omega})^2 l_{QO}^2, \quad (6.77)$$

$$m_\Sigma = m_C + m_F.$$

Запишемо рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці  $E$ :

$$\overline{M}_{Fin}^E = \overline{F}_{in}^E l_{Fin}. \quad (6.78)$$

Модуль сили інерції в точці  $\overline{F}_{ін.}^E$  можна визначити як:

$$\overline{F}_{ін.}^E = m_E \overline{a}_E. \quad (6.79)$$

Модуль повного прискорення точки  $E$  є векторною сумою нормального та тангенціального прискорень, однак, оскільки миттєва тангенціальна складова прискорення точки  $E$  при такому положенні буде значно меншою за нормальну складову, крім того її визначення викликає значні труднощі, то умовно вважатимемо, що на точку  $E$  також буде діяти лише нормальна складова прискорення, а отже вираз (6.79) матиме вигляд:

$$\overline{F}_{ін.}^E = m_E \overline{a}_{nE}. \quad (6.80)$$

В свою чергу, нормальну складову прискорення точки  $E$  можна визначити за виразом (6.71):

$$a_{nE} = (\omega^{\text{веден}})^2 l_{QO}. \quad (6.71)$$

З графіка на рис. 6.10 можна встановити, що миттєве значення кутової швидкості веденого валу, що відповідає куту повороту ведучого валу в  $54^\circ$  ( $126^\circ$ ) рівне значенню постійної кутової швидкості ведучого валу, тому:

$$\omega_{54^\circ(126^\circ)}^{\text{веден}} = \omega^{\text{ведуч}}. \quad (6.81)$$

З рахуванням рівності (6.81) вираз (6.71) матиме вигляд:

$$a_{nE} = (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO}. \quad (6.82)$$

Рівняння (6.80) з урахуванням виразу (6.82) матиме вигляд:

$$\overline{F}_{ін.}^E = m_E (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO}. \quad (6.83)$$

Визначимо плече сили інерції точки  $E$ . Оскільки умовно було прийнято, що точка  $E$  буде рухатися рівномірно (без тангенціальної складової прискорення), то довжина плеча сили інерції прикладеної в точці  $E$  буде фактично рівною відстані  $l_{UQ}$  (рис. 6.9) оскільки значення  $\cos\psi$  при такому положенні рухомих ланок машини майже рівне одиниці, в свою чергу:

$$l_{F_{ін}} = \frac{1}{12} l_{QO}. \quad (6.84)$$

Відомо, що  $l_{OK}$  можна визначити з виразу (6.60), тому:

$$l_{F_{ін}} = l_{UQ} = l_{OK}. \quad (6.85)$$

Підставимо вирази (6.83) та (6.85) у рівняння (6.78):

$$\overline{M}_{F_{ін}}^E = 0,08 m_E (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO}^2. \quad (6.86)$$

Запишемо загальне рівняння для визначення максимального динамічного моменту опору на ведучому валу машини з урахуванням маси ланок, які виконують просторовий рух та маси сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості, підставивши вирази (4.76) та (4.86) у рівняння (4.75):

$$\overline{M}_{оп.F_{ін}} = (\omega^{\text{ведуч}})^2 \cdot l_{QO}^2 (0,42 m_\Sigma + 0,08 m_E). \quad (6.87)$$

## 6.6. Виведення загального рівняння для визначення максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним рухом ємкості

Максимальний момент опору на ведучому валу машини визначається як векторна сума максимальних моментів усіх сил, що діють на завантажене сипке середовище до робочої ємкості та на рухомі ланки машини, які виконують просторовий рух відносно відповідного центру рівноваги машини при встановленому їх положенні:

$$\overline{M}_{OP}^{MAX} = \sum \overline{M}_{F_i}^{O'(Q')} \quad (6.88)$$

або

$$\overline{M}_{OP}^{MAX} = \overline{M}_{OP} + \overline{M}_{OP.Gm} + \overline{M}_{OP.Fin} \quad (6.89)$$

Підставимо у рівняння (6.89) формули (6.18), (6.48), (6.87) та отримаємо вираз для визначення модуля максимального моменту опору на ведучому валу машини:

$$\overline{M}_{OP}^{MAX} = 0,33m_F g l_{QO} + \sigma_{X\%} m_C g l_{QO} + (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO}^2 (0,42m_{\Sigma} + 0,08m_E) \quad (6.90)$$

Після арифметичних перетворень вираз (6.90) матиме вигляд:

$$\overline{M}_{OP}^{MAX} = l_{QO} \left( 0,33m_F g + \sigma_{X\%} m_C g + (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO} (0,42m_{\Sigma} + 0,08m_E) \right) \quad (6.91)$$

Запишемо вираз [170] для визначення максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини зі складним рухом робочої ємкості, підставивши рівняння (6.91) у (6.1):

$$P_{MAX} = l_{QO} \left( 0,33m_F g + \sigma_{X\%} m_C g + (\omega^{\text{ведуч}})^2 l_{QO} (0,42m_{\Sigma} + 0,08m_E) \right) \omega^{\text{ведуч}}, \quad (6.92)$$

де  $l_{QO}$  – відстань між осями ведучого та веденого валів, [м];  $m_F, m_E$  – половина сумарної маси ланок машини, які виконують просторовий рух, [кг];  $g$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $\sigma_{X\%}$  – коефіцієнт, що характеризує габаритні параметри машини;  $m_C$  – маса сипкого середовища завантаженого до робочої ємкості, [кг];  $\omega^{\text{ведуч}}$  – кутова швидкість ведучого валу машини, [рад/с];  $m_{\Sigma}$  – маса сипкого середовища завантаженого до ємкості та половина сумарної маси ланок машини, які виконують просторовий рух, [кг];

На основі визначеної за рівнянням (6.92) максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини виникає можливість підібрати електродвигун з необхідним стандартним значенням потужності та спроектувати відповідний привод, після чого можна сформулювати технічну характеристику машини із зазначеною кутовою швидкістю обертання ведучого валу та максимально дозволеною масою сипкого середовища, яке завантажується до робочої ємкості.

### Висновки до 6-го розділу

1. Встановлено, що під час роботи машини момент опору на ведучому валу має 8 точок екстремумів.

2. Визначено, що в положеннях машини, коли її робоча ємкість проектується на вертикальну площину в натуральну величину, на ведучому валу виникатимуть максимальні значення моменту опору.

3. Встановлено, що максимальний момент опору на ведучому валу машини визначається як векторна сума максимальних моментів усіх сил, що діють на завантажене сипке робоче середовище до РЄ та на рухомі ланки машини, які виконують просторовий рух відносно відповідного центру рівноваги машини при встановленому їх положенні

4. Отримано рівняння, на основі якого можна визначити максимальне значення потужності, що споживається на ведучому валу машини.



## **7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧОЇ ЄМКОСТІ ТА ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ПОЛІМЕРНИХ ВИРОБІВ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

### **7.1. Експериментальне дослідження потужності машини, що споживається на її ведучому валу**

#### **7.1.1. Опис експериментальної установки**

Для проведення досліджень щодо визначення потужності машини, що споживається на її ведучому валу, було розроблено експериментальну установку машини, фото якої представлено на рис. 7.1, кінематична схема установки з електричною схемою підключення електродвигуна представлена на рис. 7.2. Експериментальну установку було розроблено по аналогії до конструкції, яка розроблена та досліджувалася у розділі 2, – кінематична схема, що представлена на рис. 7.4.



Рис. 7.1. Фото експериментальної установки

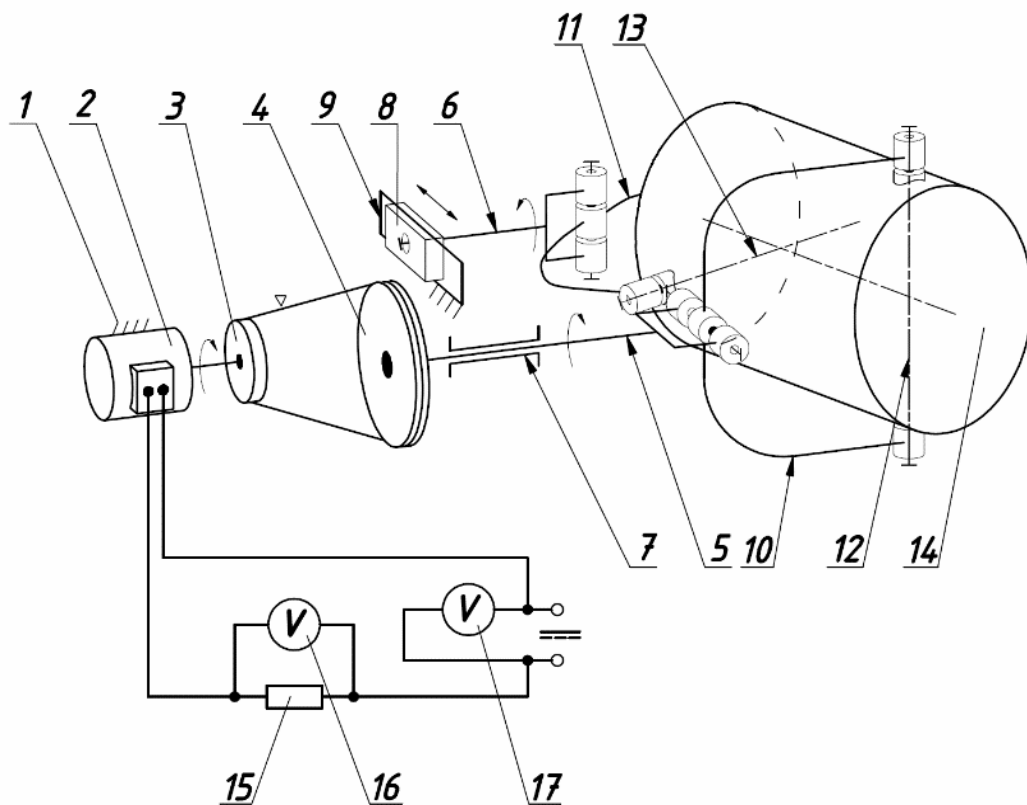


Рис. 7.2. Кінематична схема експериментальної установки з електричною схемою підключення електродвигуна

Установка містить станину 1, в якій розміщений електродвигун постійного струму 2, на валу якого закріплений ведучий шків 3 клинопасової передачі, ведений шків 4 жорстко з'єднаний з ведучим валом 5. Ведучий 5 та ведений 6 вали закріплені в підшипникових опорах 7 та 8 відповідно, при цьому ведучий вал 5 встановлений в підшипниковій опорі 7 нерухомо, а ведений вал 6 встановлений в підшипниковій опорі 8 з можливістю її зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 9. Крім того, ведучий 5 та ведений 6 вали кінематично з'єднані з вилками 10 та 11 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 12 та 13 являються осями кріплення робочої ємкості 14. В свою чергу, електродвигун 2 через шунт 15 під'єднаний до блоку живлення постійного струму з можливістю регулювання на ньому значення вихідної напруги. В електричному колі електродвигуна встановлені вольтметри 16 та 17 аналого-цифрового двохканального USB-осцилографа ВМ-8020. За допомогою вольтметра 16 можна записати зміну напруги на шунті 15, а за допомогою вольтметра 17 – зміну напруги на джерелі живлення.

Працює установка наступним чином. При увімкненні електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками передається на ведучий вал 5 встановлений в підшипниковій опорі 7, та вилку 10, котра через вісь 12 обертає робочу ємкість 14, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий рух робочої ємкості 14 передається

через вісь 13 на вилку 11, від вилки 11, на ведений вал 6, котрий встановлений в підшипниковій опорі 8.

Використання рухомої підшипникової опори 8 з можливістю її зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 9 дає можливість уникнути заклинування просторового механізму машини, що зумовлене неточним виготовленням деталей машини. Технічна характеристика експериментальної установки представлена в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

1.	Маса рухомих ланок, які виконують просторовий рух,	$m_{\text{ланок}} = 9,6$
2.	кг	$l_{QO} = 0,38$
3.	Відстань між осями ведучого та веденого валів, м	циліндрична
4.	Форма робочої ємкості	$l_B = 0,05$
	Відстань, на яку ємкість виступає за вісь кріплення	
5.	вилки, м	$l_{PE} = 0,21$
6.	Міжосьова відстань робочої ємкості, м	$l_{Ц} = 0,29$
7.	Довжина робочої ємкості, м	$d_{PE} = 0,2$
8.	Діаметр робочої ємкості, м	$V = 0,0088$ (8,8
9.	Об'єм робочої ємкості, м <sup>3</sup>	л)
10.	Номінальна потужність електродвигуна, кВт	$P = 0,25$
11.	Діапазон зміни напруги живлення, В	$U = [0 \div 30]$
	Передаточне відношення клинопасової передачі	$i = 6,2:1$

У попередньому розділі встановлено, що потужність машини, яка споживається на її ведучому валу, залежить від таких основних параметрів:

1. Кутова швидкість ведучого валу машини;
2. Маса робочого середовища завантаженого до ємкості;
3. Сумарна маса рухомих ланок, які виконують просторовий рух.

При створенні експериментальної установки в її конструкцію була закладена можливість зміни в необхідному діапазоні перших двох параметрів, маса рухомих ланок була незмінною.

Застосування в приводі установки двигуна постійного струму з можливістю регулювання вихідної напруги на блоці живлення дозволило варіювати кутову швидкість ведучого валу. До робочої ємкості завантажувалося сипке середовище різної маси при заповненні її на 50% від загального об'єму згідно рекомендацій [64, 65, 89].

Таким чином, ведучому валу надавалося відповідна кутова швидкість, після чого, за допомогою аналого-цифрового двоканального USB-осцилографа VM-8020, котрий був під'єднаний до електронної обчислюваної машини записували: першим каналом – за один оберт ведучого валу зміну напруги на джерелі живлення електродвигуна, паралельно другим каналом – зміну напруги на шунті, який був послідовно під'єднаний в електричне коло електродвигуна. Попередньо шунт був відкалібрований до характеристики: 50 мВ – 1А. Тому, за виміряною різницею потенціалів на клеммах шунта, можна було встановити значення сили струму, яке проходить в електричному колі за виразом:

$$I = \frac{U_{\text{виміряне}}}{50}, \quad (7.1)$$

де  $U_{\text{виміряне}}$  – значення напруги на клеммах шунта, [мВ].

За відомою методикою [171, 172], на основі вимірних значень сили струму та напруги джерела живлення, визначили потужність, що споживається електродвигуном, після чого, врахувавши значення ККД клинопасової передачі [173], встановили потужність на ведучому валу, що споживається машиною.

### 7.1.2. Постановка задачі та планування експерименту. Вибір та обґрунтування факторів, які впливають на досліджуваний процес

В експерименті слід вирішити наступні задачі:

1. Дослідити вплив кутової швидкості ведучого валу та маси сипкого середовища завантаженого до робочої ємкості на зміну потужності машини, що споживається;
2. Отримати математичну модель, яка описує вплив обраних факторів на потужність машини, що споживається;
3. Перевірити відповідність аналітично розрахованих та експериментально встановлених значень потужності машини, що споживається.

Поставлені задачі можуть бути вирішені шляхом проведення повного факторного експерименту [174, 175].

При плануванні експерименту у якості факторів були використані: кутова швидкість ведучого валу машини  $\omega^{\text{ведучи}}$  та маса сипкого середовища  $m_c$ . За вихідний параметр обрано максимальну потужність машини, що споживається  $P_{\text{MAX}}$  на її ведучому валу.

Діапазон варіювання кутової швидкості ведучого валу машини прийнято в межах від 3,1 рад/с до 3,8 рад/с. При таких кутових швидкостях обертання ведучого валу експериментальної установки буде утворюватися змішаний та водоспадний режими руху сипкого середовища, що рекомендовані для технологічних операцій шліфування, полірування, відділення деталей від ливників.

Діапазон варіювання маси сипкого середовища прийнято в межах від 4 кг до 6 кг. Частинки сипкого середовища мали гранулометричний склад аналогічний тому, що використовують при поліруванні полімерних деталей.

Використовуючи співвідношення, які пов'язують кодовані  $X_i$  та натуральні  $C_i$  значення факторів визначимо інтервали варіювання та значення факторів на рівнях варіювання. Усі необхідні дані для планування ПФЕ представлені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Рівні факторів та інтервали їх варіювання					
Найменування та позначення факторів	Кодовані позначення	Рівні варіювання			Інтервал варіювання $\Delta_i$
		-1	0	+1	

$m_c$ – маса сипкого середовища, кг	$X_1$	4	5	6	1
$\omega^{ведуч}$ – кутова швидкість ведучого валу машини, рад/с	$X_2$	3,1	3,45	3,8	0,35

### 7.1.3. Порядок проведення та обробка даних експерименту

На основі таблиці 7.2 створено матрицю планування та робочу матрицю (таблиця 7.3). Згідно комбінацій в робочій матриці було проведено експеримент, у якому, за допомогою двоканального USB-осцилографа ВМ-8020, за один оберт ведучого валу отримані графіки зміни напруги на джерелі живлення та на клеммах шунта. Максимальні значення напруги на джерелі живлення, які були визначені з графіків, а також значення сили струму, які були розраховані за формулою (7.1), представлених в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3

№	Матриця планування		Робоча матриця		Значення $Y_{ij}$ в окремих спостереженнях									
					$Y_{u1}$		$Y_{u2}$		$Y_{u3}$		$Y_{u4}$		$Y_{u5}$	
	$X_1$	$X_2$	$m, \text{кг}$	$\omega, \text{рад/с}$	$U_{\max}, \text{В}$	$I_{\max}, \text{А}$	$U_{\max}, \text{В}$	$I_{\max}, \text{А}$	$U_{\max}, \text{В}$	$I_{\max}, \text{А}$	$U_{\max}, \text{В}$	$I_{\max}, \text{А}$	$U_{\max}, \text{В}$	$I_{\max}, \text{А}$
1	+	+	6	3,8	20,15	6,28	20	6,31	20,22	6,34	19,61	6,43	19,6	6,5
2	-	+	4	3,8	19,55	5,33	19,36	5,42	19,24	5,21	19,7	5,3	19,64	5,2
3	+	-	6	3,1	18,46	4,96	18,19	5,0	18,2	5,0	18	4,97	18,28	5,1
4	-	-	4	3,1	17,62	4,0	17,48	4,12	17,07	4,1	16,9	4,05	16,82	4,1

Повна максимальна потужність електродвигуна  $P$ , який працює на постійному струмі, враховуючи коефіцієнт корисної дії клинопасової передачі ( $\eta=0,95$ ) [173], визначається як:

$$P_{\max} = U_{\max} I_{\max} \eta. \quad (7.2)$$

де  $U_{\max}$  – напруга джерела живлення, [В];  $I_{\max}$  – сила струму електродвигуна, [А].

Значення розрахованої за виразом (7.2) максимальної потужності, що споживається на ведучому валу машини для окремих чотирьох експериментів та п'яти паралельних дослідів кожного експерименту наведені в таблиці 7.4.

Таблиця 7.4

№ експерименту	Значення $Y_{ij}$ в окремих спостереженнях				
	$Y_{u1}$	$Y_{u2}$	$Y_{u3}$	$Y_{u4}$	$Y_{u5}$
	$P_{\max}, \text{Вт}$	$P_{\max}, \text{Вт}$	$P_{\max}, \text{Вт}$	$P_{\max}, \text{Вт}$	$P_{\max}, \text{Вт}$
1	120,2	120,0	121,8	119,8	121,0
2	99,0	99,7	95,2	99,2	97,0
3	87,0	86,4	86,5	85,0	88,6
4	67,0	68,4	66,5	65,0	65,5

Значимість коефіцієнтів та адекватність регресійної моделі визначались за загальновідомою методикою [175], використовуючи при цьому критерії Стюдента та Фішера [176] відповідно з гарантованою вірогідністю 95%. Дисперсія відтворюваності розраховувалася за відомими формулами та подальшою перевіркою однорідності на основі критерія Кохрена [177]. Обробка отриманих результатів експерименту виконувалася із використанням програмного забезпечення системи математичного моделювання MathCAD.

Таким чином, було розраховано коефіцієнти рівняння регресії, у відповідності до яких отримано рівняння регресії:

$$Y = 92,94 + 10,69X_1 + 16,35X_2 + 0,58X_1X_2. \quad (7.3)$$

Рівняння (7.3) адекватно описує досліджуваний процес, так як розрахований критерій Фішера  $F_p=3,501$  є меншим від табличного значення  $F_t=4,5$ .

Далі проводилася перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії за відомою методикою [175] та встановлено, що коефіцієнт подвійної взаємодії  $b_{12}$  є незначущим, а отже виключається з моделі. Таким чином, рівняння регресії матиме вигляд:

$$Y = 92,94 + 10,69X_1 + 16,35X_2. \quad (7.4)$$

Після перерахунків значущих коефіцієнтів регресії, отримали рівняння регресії в натуральних значеннях:

$$P_{MAX} = -121,72 + 10,7m_c + 46,71\omega^{ведуч}. \quad (7.5)$$

Рівняння (7.5) описує залежність максимальної потужності  $P_{MAX}$ , що споживається машиною на ведучому валу, від маси сипкого середовища  $m_c$  та кутової швидкості ведучого валу  $\omega^{ведуч}$ . Аналіз отриманого рівняння показав, що потужність машини, яка споживається на її ведучому валу збільшується зі збільшенням маси сипкого середовища, яке завантажується до робочої ємкості, а також зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу машини. Враховуючи величини коефіцієнтів при змінних, можна відзначити, що вклад такого фактору як кутова швидкість ведучого валу значно більший, ніж фактору, який відповідає масі сипкого середовища, тобто кутова швидкість ведучого валу має більший вплив на потужність машини, що споживається на її ведучому валу.

Наступний етап – перевірка відповідності аналітично розрахованих та розрахованих за допомогою рівняння регресії (7.5) значень потужності, що споживається машиною.

Зміну потужності визначали окремо для двох випадків:

1. Потужність, що споживається в залежності від зміни у встановлених межах варіювання маси сипкого робочого середовища, яка завантажується до робочої ємкості, при цьому кутова швидкість ведучого валу приймалася сталою та відповідає нульовому рівню варіювання фактору (3,45 рад/с);

2. Потужність, що споживається в залежності від зміни у встановлених межах варіювання кутової швидкості ведучого валу, при цьому маса сипкого

середовища була незмінною та відповідала нульовому рівню варіювання фактору (5 кг).

На основі проведених розрахунків отримано відповідні графіки зміни потужності в залежності від маси сипкого середовища та кутової швидкості ведучого валу, що представлені на рис. 7.3 – 7.4.

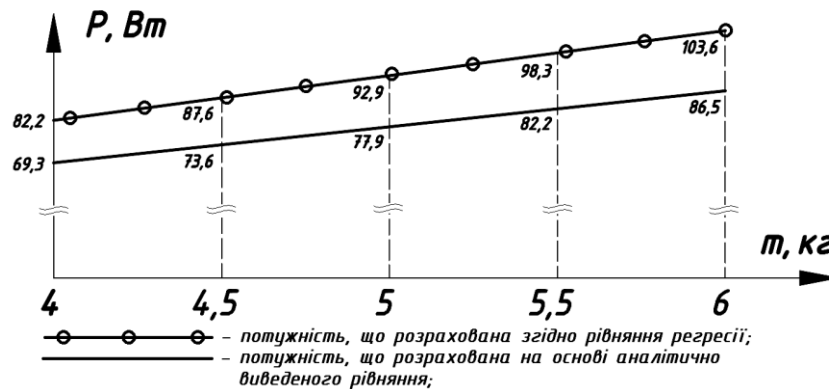


Рис. 7.3. Графік залежності потужності, що споживається машиною від маси сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості

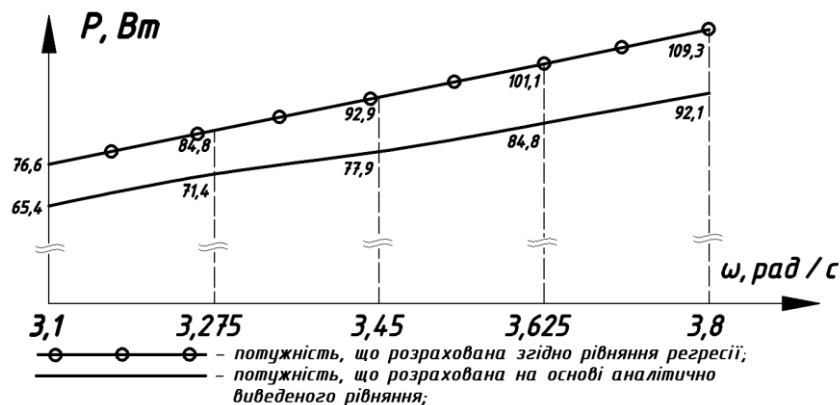


Рис. 7.4. Графік залежності потужності, що споживається машиною від кутової швидкості ведучого валу

Проаналізувавши вищепредставлені графіки залежності встановлено, що середня розбіжність між розрахунковим та експериментально встановленим значенням потужності машини, що споживається становитиме: 16,1% у випадку, якщо варіювати величиною маси сипкого середовища завантаженого до робочої ємкості при сталій кутовій швидкості ведучого валу машини та 15,7%, якщо змінювати величину кутової швидкості ведучого валу машини при сталій масі сипкого середовища, завантаженої до ємкості.

Така розбіжність між розрахунковим та експериментально встановленим значенням пояснюється тим, що при визначенні потужності розрахунковим методом не враховувалися втрати потужності на тертя в кінематичних парах машини, в опорах валів, в поступальній кінематичній парі веденого валу з напрямною, втрати на нагрів обмоток електродвигуна. Відомо [101], що більшість з них приймаються постійними для відповідного значення кутової швидкості ведучого валу машини. Втрати на тертя не є універсальними і їх потрібно розрахувати за відомими методами під час проектування вже конкретної машини з індивідуальними конструктивними особливостями.

## 7.2. Експериментальне дослідження процесу обробки полімерних деталей

### 7.2.1. Опис експериментальної установки

У якості оброблюваних зразків, для дослідження процесу полірування, використовували поліефірні гудзики та експериментальну установку, детальний опис конструкції якої наведений у частині 7.1.1. Фото експериментальної установки представлено на рис. 7.1.

У розділі 2 аналітично сформульовані передумови, що якість та інтенсивність обробки виробів залежить від таких основних параметрів:

1. Режиму руху робочого середовища в середині робочої ємкості, що, в свою чергу, залежить від кутової швидкості ведучого валу машини.

2. Розмірів робочої ємкості.

3. Об'ємного та масового співвідношення оброблюваних виробів та абразивних матеріалів, рівня заповнення водою сипкого масиву, геометричної форми та матеріалу оброблюваних виробів.

Під час проведення експерименту усі параметри за пунктом 3 приймалися незмінними згідно Технологічного регламенту "Виробництва поліефірних листів, заготовок та гудзиків", що затверджене на львівському підприємстві по виготовленню гудзиків ТОВ "Поліпласт" та представлені у таблиці 7.5.

При створенні експериментальної установки в її конструкцію була закладена можливість зміни в необхідному діапазоні кутової швидкості ведучого валу, а також було створено дві робочі ємкості з пропорційно зміненими геометричними параметрами, що відповідають масштабним коефіцієнтам  $n=1,06$  та  $n=1,63$ . Геометричні параметри ємкості базового типорозміру з масштабним коефіцієнт  $n=1$  представлені в частині 2.3.2. Технічна характеристика експериментальної установки та інші необхідні дані для проведення експерименту представлені в таблиці 7.5.

Таблиця 7.5

Робоча ємкість при $n=1,06$	Робоча ємкість при $n=1,63$
<b>Об'єм робочої ємкості, м<sup>3</sup></b>	
0,0021 (2,1л)	0,0082 (8,2л)
<b>Довжина робочої ємкості <math>l_u</math>, м</b>	
0,17 (170мм)	0,26 (260мм)
<b>Діаметр робочої ємкості <math>d_{PC}</math>, м</b>	
0,125 (125мм)	0,2 (200 мм)
<b>Кутова швидкість ведучого валу машини <math>\omega_{VV}</math>, що відповідає реалізації відповідного режиму руху сипкого середовища в робочій ємкості</b>	
Каскадний режим руху	
$1,36 \text{ c}^{-1}$ (13 об/хв)	-----
Змішаний режим руху	
$3,67 \text{ c}^{-1}$ (35 об/хв)	$2,93 \text{ c}^{-1}$ (28 об/хв)
Водоспадний режим руху	
$6,8 \text{ c}^{-1}$ (65об/хв)	-----
<b>Рівень заповнення РС</b>	
40%	40%



<b>Об'ємне співвідношення абразивних компонентів та оброблюваних виробів</b>	
2,5:1	2,5:1
<b>Назва матеріалу з якого виготовлено гудзики</b>	
Поліефірна смола	Поліефірна смола
<b>Діаметр гудзиків: 28 мм, 16 мм.</b>	
<b>Характеристика абразивного матеріалу</b>	
Геометрична форма	Трьохгранні призми з довжиною всіх граней 5 мм
Матеріал	Кераміка
Насипна густина	1500 кг/м <sup>3</sup>
Додатковий абразивний компонент	Дрібнодисперсна пемза

### **7.2.2. Постановка задачі експерименту**

На сьогоднішній день практично відсутні будь-які настанови щодо обробки полімерних деталей (шліфування, полірування) абразивом у вигляді вільних гранул в машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух, відсутня науково обґрунтована інформація щодо вибору раціональних режимів обробки та теоретично визначеного часу витраченого на неї. Крім того, якість оброблених виробів найчастіше визначається органолептичним методом без будь-яких кількісних характеристик. Враховуючи це, в ході експерименту [178, 179] слід вирішити наступні задачі:

1. Дослідити вплив режимів руху робочого середовища в середині ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків;
2. Дослідити вплив геометричних параметрів робочої ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків;
3. Перевірити відповідність отриманих в частині 2.6 аналітичних залежностей щодо визначення часу, який витрачається на обробку дрібних полімерних виробів з результатами експериментального дослідження.

Поставлені задачі можуть бути вирішені шляхом проведення експерименту із реалізацією різних режимів руху робочого середовища в середині ємкостей, що мають пропорційно різні геометричні параметри. Якість обробки оцінювали на основі визначення шорсткості та блиску поверхні гудзика, який виймається з робочої ємкості через встановлені проміжки часу відносно повного циклу обробки.

Таким чином, кожна окрема партія необроблених гудзиків в робочій ємкості з відповідними геометричними параметрами піддавалася технологічній операції галтування при реалізації каскадного, водоспадного та змішаного режимів руху робочого середовища.

### 7.2.3. Порядок проведення та обробка даних експерименту

#### 7.2.3.1. Експериментальне визначення найбільш сприятливого режиму руху робочого середовища для виконання процесів полірування та шліфування полімерних виробів

На першому етапі експерименту [180, 181] було вирішено визначити вплив режимів руху робочого середовища в середині ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків. Таким чином, проводилося полірування трьох окремих партій поліефірних гудзиків при реалізації водоспадного, каскадного та змішаного режимів руху робочого середовища наступним чином: робоча ємкість при  $n=1,06$  на 40% від свого об'єму, завантажувалася гудзиками двох типів (діаметром 28 мм та 16 мм), абразивним матеріалом у вигляді керамічних трьохгранних призм та пемзою дрібної зернистості у необхідному співвідношенні (таблиця 7.5); весь вміст заливався водою без особливих характеристик нижче насипного об'єму ємкості. Для кожного режиму руху загальний час обробки становив 42 години. Машина зупинялася 7 разів, зразки гудзиків виймалися на 6-й, 9-й, 14-й, 21-й, 24-й, 32-й та 42-й годинах обробки, було отримано по 14 зразків двох типів гудзиків для кожного режиму руху. Шорсткість поверхні усіх 42 зразків, а також 2 необроблених гудзиків та 2 контрольних гудзиків, які пройшли повний цикл обробки на підприємстві ТОВ "Поліпласт" (час їх обробки становив 30 годин), визначалася в Лабораторії вимірювальної техніки ММІ НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського". Шорсткість поверхні визначалася за двома параметрами: середнім арифметичним відхиленням профілю  $R_a$  та найбільшою висотою нерівностей профілю  $R_{max}$ . Кожен вимір параметру шорсткості на одному гудзику був продубльований 7 разів. Шорсткість поверхні контрольних необроблених зразків за двома параметрами представлена в таблиці 7.6.

Для кожного параметру шорсткості, що був виміряний на одному гудзику було визначено середньоарифметичне значення, після чого, за допомогою Microsoft Excel, було побудовано графічні залежності шорсткості поверхні за відповідним параметром від часу обробки у вигляді апроксимованих кривих, а також визначено закони зміни цих кривих. Графіки залежностей зміни шорсткості за двома параметрами від часу обробки для відповідного режиму руху робочого середовища представлені на рис. 7.5 – 7.8.

Таблиця 7.6

Контрольний зразок	$R_a$ , мкм	$R_{max}$ , мкм
Необроблений гудзик Ø28	3,624	25
Необроблений гудзик Ø16	1,771	12,6
Оброблений гудзик Ø28	0,092	1,8
Оброблений гудзик Ø16	0,07	1,38

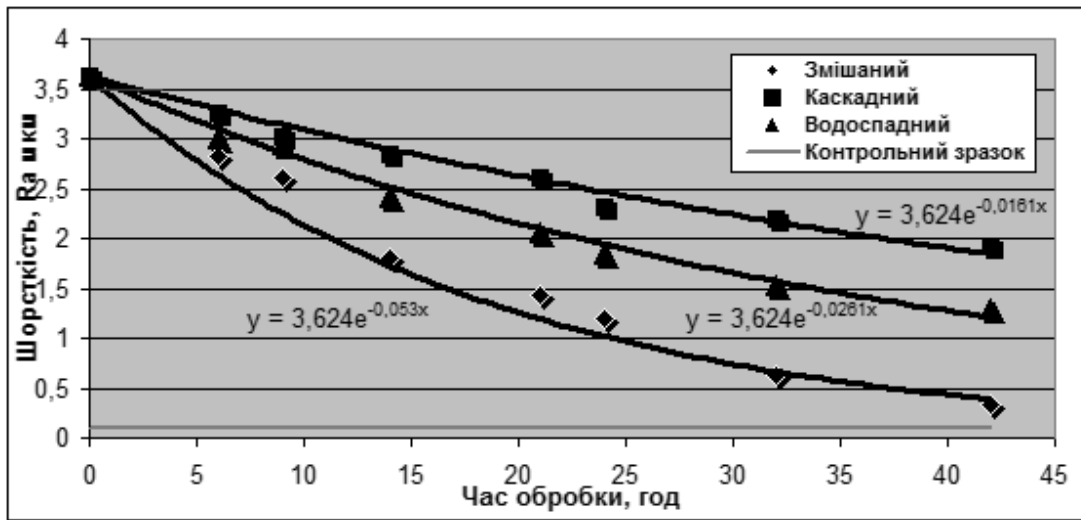


Рис. 7.5. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_a$  гудзиків діаметром 28 мм від часу обробки

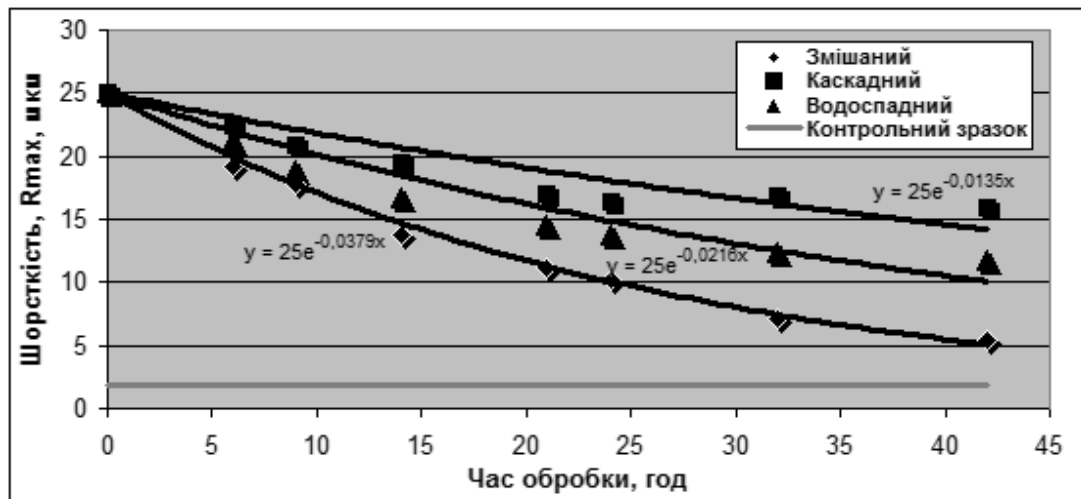


Рис. 7.6. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_{max}$  гудзиків діаметром 28 мм від часу обробки

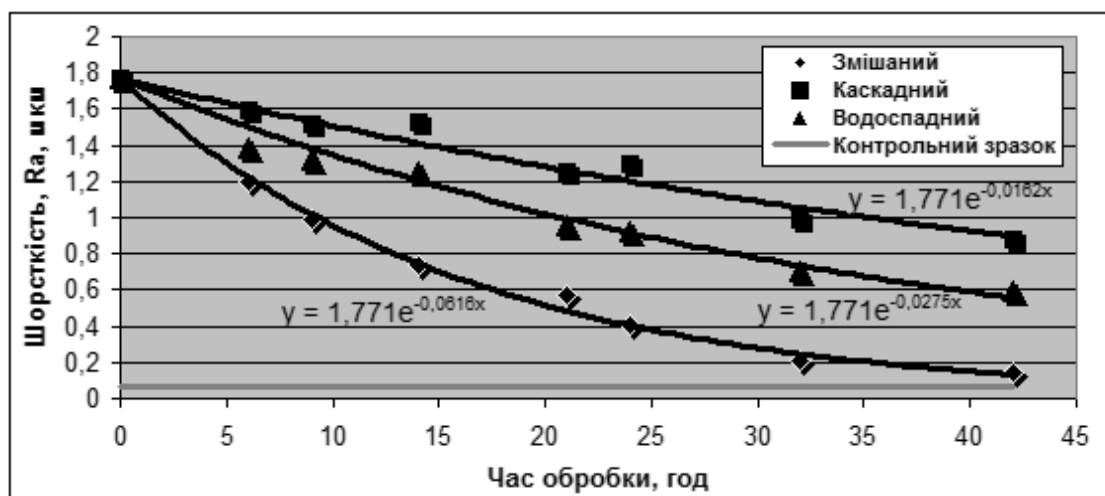


Рис. 7.7. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_a$  гудзиків діаметром 16 мм від часу обробки

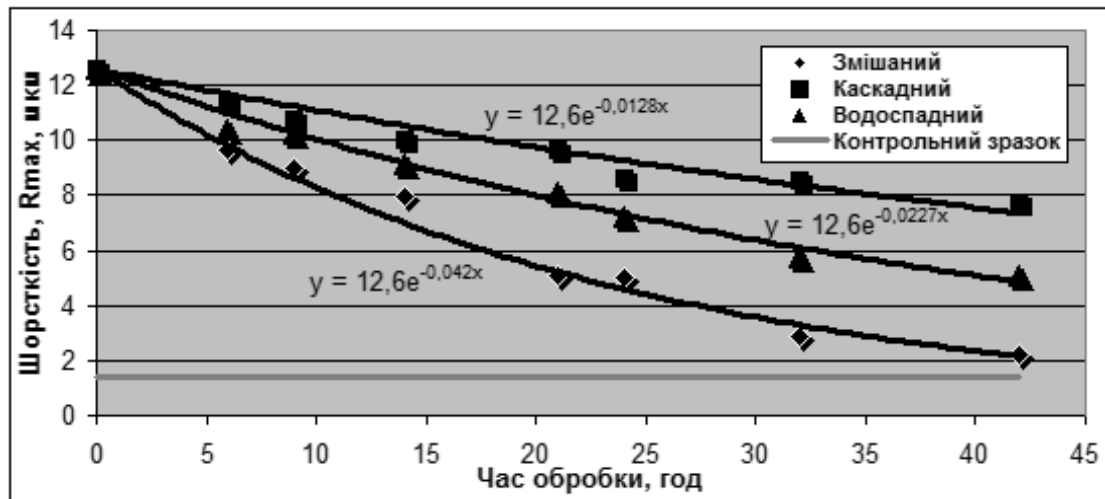


Рис. 7.8. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_{max}$  гудзиків діаметром 16 мм від часу обробки

Проаналізувавши графіки залежності, підтверджено гіпотетичні твердження, які викладені в розділі 2. Підтверджено, що найбільша інтенсивність обробки гудзиків відбувається при реалізації змішаного режиму руху робочого середовища, менш інтенсивно обробка відбуватиметься при водоспадному режимі руху та найменша – при каскадному. Згідно законів зміни апроксимованих кривих для різних режимів руху робочого середовища встановлено, що час, який витрачений на обробку поліефірних гудзиків при водоспадному режимі руху буде приблизно в півтора-два рази більший за час обробки виробів при змішаному режимі, а також час витрачений на обробку при каскадному режимі – в три-чотири рази більший за час обробки при змішаному режимі.

Так можна зробити висновок, що полірування та шліфування полімерних виробів в робочій ємкості зі складним просторовим рухом, слід проводити при реалізації змішаного режиму руху робочого середовища, каскадний та водоспадний режими руху для виконання таких технологічних операцій галтування взагалі не варто розглядати в подальших дослідженнях та розрахунках.

### 7.2.3.2. Експериментальне визначення залежності часу обробки від геометричних параметрів робочої ємкості

На другому етапі експерименту [182] визначався вплив геометричних параметрів робочої ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків, а також перевірялася відповідність отриманих в частині 2.6 аналітичних залежностей щодо визначення часу витраченого на обробку гудзиків. Таким чином, проводилося полірування додаткової партії гудзиків в робочій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=1,63$  при реалізації змішаного режиму руху. Обробка гудзиків 2-х типів відбувалася упродовж 32 годин. Машина зупинялася 6 разів, зразки гудзиків виймалися на 6-й, 9-й, 14-й, 21-й, 24-й та 32-й годинах обробки, було отримано 12 зразків двох типів гудзиків. Шорсткість їх

поверхні визначали в лабораторії ММІ НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського" за двома параметрами: середнім арифметичним відхиленням профілю  $R_a$  та найбільшою висотою нерівностей профілю  $R_{max}$ . Кожен вимір параметру шорсткості на одному гудзику був продубльований 7 разів. Фото необроблених зразків, зразків, що пройшли відповідний час обробки, а також фото абразивного матеріалу, яким виконувалося полірування представлено на рис. 7.9.

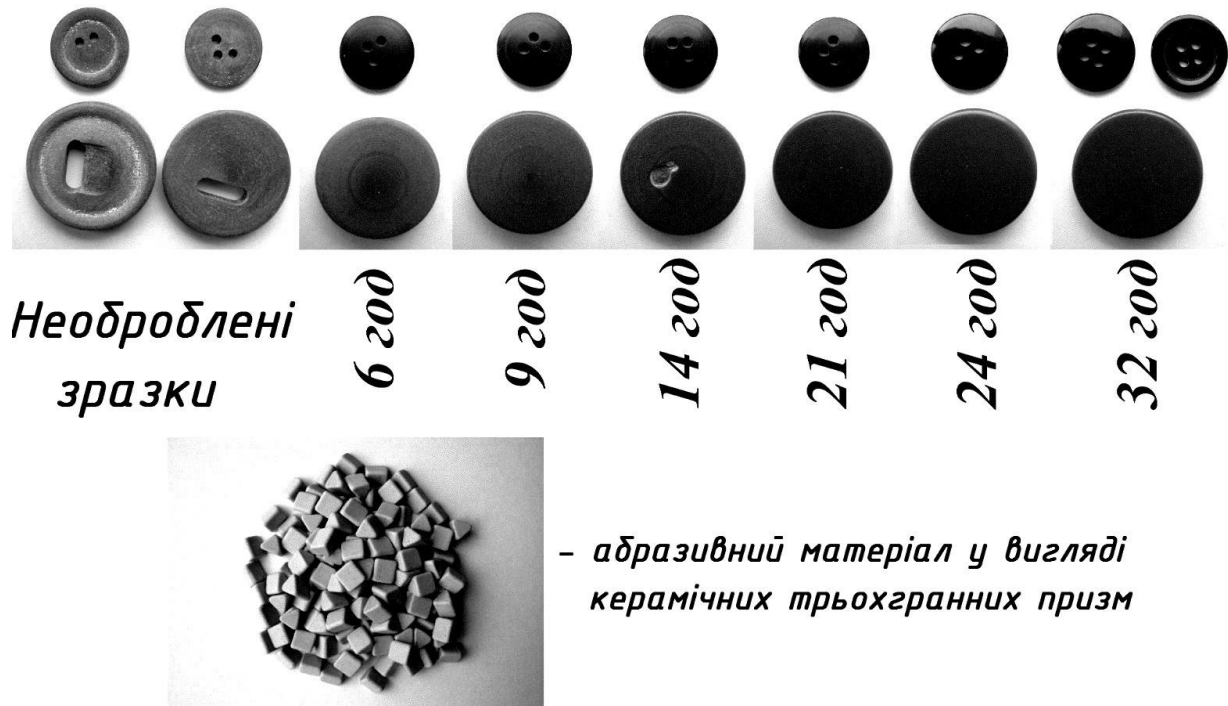


Рис. 7.9. Фото необроблених зразків, зразків, що пройшли відповідний час обробки, а також фото абразивного матеріалу, яким виконувалося полірування

Далі, аналогічно до частини 7.2.3.1, для двох параметрів шорсткості, що були виміряні на одному гудзику було визначено середньоарифметичне значення, після чого, за допомогою Microsoft Excel, побудовано графічну залежність шорсткості поверхні за відповідним параметром від часу обробки у вигляді апроксимованої кривої, визначено закони зміни кривих та співставлено на одній координатній площині з графіком залежності шорсткості поверхні від часу обробки гудзиків в робочій ємкості з меншими геометричними параметрами при  $n=1,06$ . Графіки залежності зміни шорсткості за двома параметрами від часу обробки представлені на рис. 7.10 – 7.13.

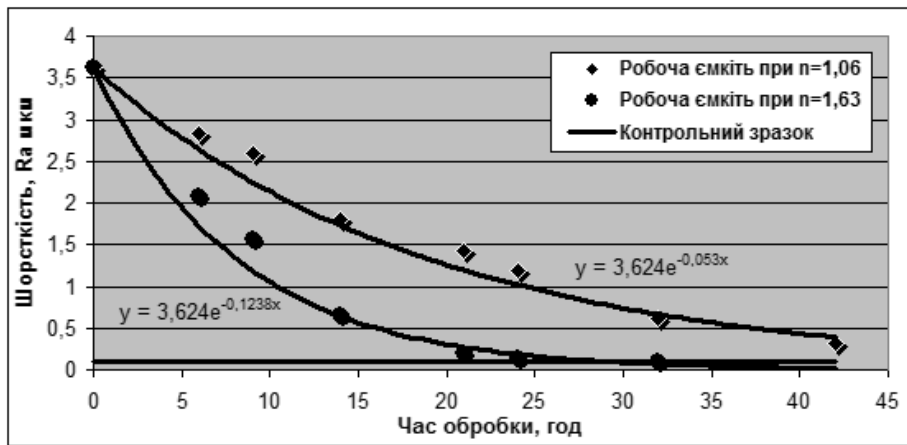


Рис. 7.10. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_a$  гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості з пропорційно різними геометричними параметрами

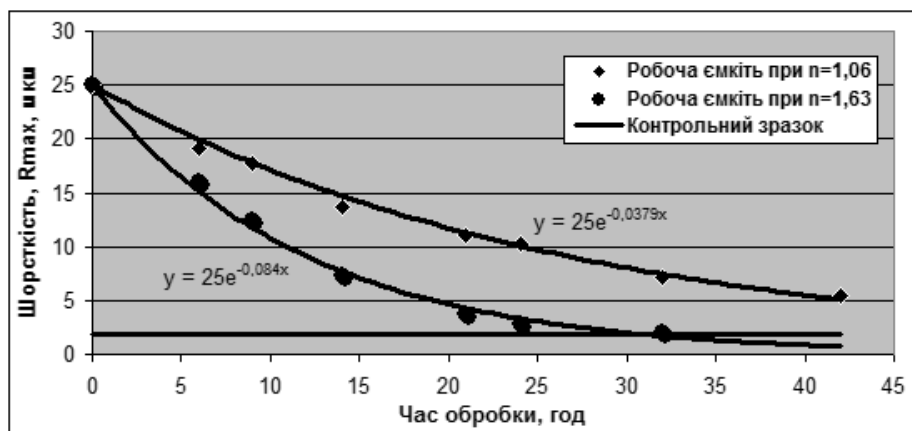


Рис. 7.11. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_{max}$  гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості з пропорційно різними геометричними параметрами

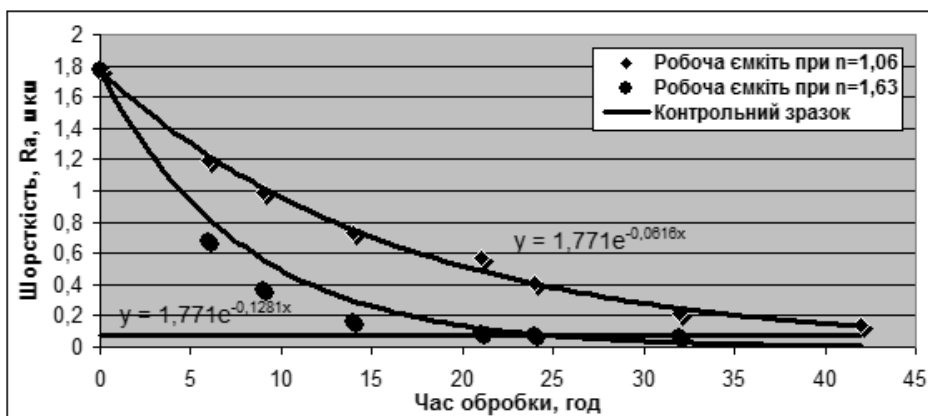


Рис. 7.12. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_a$  гудзиків діаметром 16 мм в робочій ємкості з пропорційно різними геометричними параметрами

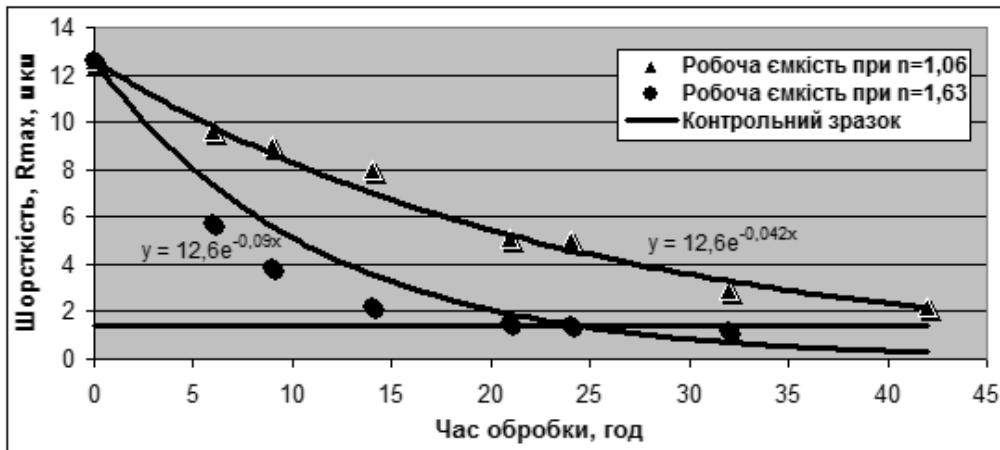


Рис. 5.13. Графік залежності зміни шорсткості поверхні  $R_{max}$  гудзиків діаметром 16 мм в робочій ємкості з пропорційно різними геометричними параметрами

Запишемо в загальному вигляді визначене за допомогою Microsoft Excel рівняння апроксимованої кривої, що описує залежність зміни шорсткості за параметром  $R_a$  або  $R_{max}$  від часу обробки за експоненціальним законом:

$$R_x = R_0 e^{-xt}, \quad (7.6)$$

де  $R_x$  – значення шорсткості поверхні за відповідним параметром, [мкм];  $R_0$  – значення шорсткості поверхні необробленого виробу за відповідним параметром, [мкм];  $e$  – експонента;  $t$  – час обробки, [год];  $x$  – безрозмірний коефіцієнт, що характеризує інтенсивність спадання кривої;

Виразимо з рівняння (7.6) час обробки та отримаємо логарифмічну залежність:

$$t = \frac{\ln\left(\frac{R_0}{R_x}\right)}{x}. \quad (7.7)$$

За рівнянням (7.7) можна встановити час, необхідний для досягнення відповідного значення параметру шорсткості поверхні гудзиків, при обробці у робочій ємкості з відповідними геометричними параметрами. Однак, таке рівняння з відповідним значенням  $x$  можна отримати лише після експериментального дослідження обробки в ємкості з конкретними геометричними параметрами. Таким чином, щоб дізнатися час, який витрачається на повний цикл обробки, необхідно замість  $R_x$  підставити таке значення шорсткості, що відповідає шорсткості відполірованої (шліфованої) поверхні виробу (згідно таблиці 5.6).

Далі, базуючись на результатах та умовах експерименту, перевіряли вірність викладених у частині 2.6 аналітичних залежностей [183]. Порівняння між аналітично розрахованим та експериментально встановленим часом обробки встановлювалося базуючись на залежність зміни шорсткості гудзиків діаметром 28 мм за параметром  $R_a$ . Для цього, після підстановки усіх даних у вираз (2.97) визначали роботу сили тертя між виробом та абразивним матеріалом в середині робочої ємкості при  $n=1,63$ , яка необхідна для того, щоб поверхня виробу стала обробленою.

$$A_{F_{TP}} = 180 fmg \cos 54^\circ l_{Ц} nt. \quad (2.97)$$

Враховуючи відсутність інформації у довідниках, було експериментально визначено коефіцієнт тертя ковзання  $f$  керамічної поверхні абразиву по зволоженій поверхні поліефірного гудзика, що склав 0,2.

Масу абразивного матеріалу  $m$  відповідного об'єму, що створює тиск на поверхню виробу визначатимемо, як добуток умовного об'єму, що обмежений оброблюваною поверхнею гудзика та висотою насипного масиву, що діє на цю поверхню, помножений на насипну густину абразивного матеріалу:

$$m = \pi r^2 h \cdot 1500, \quad (7.8)$$

де  $r$  – радіус оброблюваної поверхні гудзика, [м];  $h$  – висота насипного масиву, що діє на площу оброблюваної поверхні, [м];  $1500$  – насипну густину абразивного матеріалу [кг/м<sup>3</sup>].

В свою чергу, з частини 2.6 встановлено, що висота насипного масиву рівна радіусу торця робочої ємкості, але не перевищує 0,1 м, а оскільки робочо ємкість при  $n=1,63$ , що використовувалася у даному експерименті має діаметр, що рівний 0,2 м, то:

$$h = r_{PC}. \quad (7.9)$$

Підставимо (7.9) у рівняння (7.8):

$$m = \pi r^2 r_{PC} \cdot 1500. \quad (7.10)$$

Тепер підставимо рівняння (7.10) у вираз (2.103):

$$A_{F_{TP}} = 27 \cdot 10^4 f \pi r^2 r_{PC} g \cos 54^\circ l_{Ц} nt. \quad (7.11)$$

Запишемо значення усіх складових рівняння:  $f=0,2$ ;  $r=0,014$ м;  $r_{PC}=0,1$ м;  $l_{Ц}=0,26$ м;  $n=28$ об/хв; час  $t=32$  год прийнято згідно часу обробки, при якому крива графіку зміни шорсткості за параметром  $R_a$  для гудзиків діаметром 28 мм, що утворена апроксимацією досягне значення шорсткості поверхні обробленого гудзика. Підставимо всі значення у рівняння (7.11). В результаті чого, обраховане значення роботи сили тертя становитиме:  $A_{F_{TP}} = 4467$  Дж

Таким чином, для досягнення повної обробки поверхні гудзика діаметром 28 мм, яка відбувається в середині робочої ємкості при  $n=1,63$ , необхідно, щоб виконалася робота сили тертя між гудзиком та абразивним матеріалом, яка приблизно рівна 4467 Дж.

Припустимо, що таке саме значення роботи сили тертя необхідно для обробки гудзика діаметром 28 мм в робочій ємкості з будь-якими пропорційно зміненими геометричними параметрами. Отже, визначимо час, який необхідний для обробки гудзика діаметром 28 мм в робочій ємкості з меншими геометричними параметрами при  $n=1,06$ . Для цього із рівняння (2.102) виразимо шлях тертя  $S$ , який виріб проходить за весь процес обробки:

$$S = \frac{A_{F_{TP}}}{F_{TP}}. \quad (7.12)$$

Далі, на основі рівняння (2.101) визначимо силу тертя  $F_{TP}$  між гудзиком та абразивним матеріалом, що виникає при обробці в РС з масштабним



коефіцієнтом  $n=1,06$ . Запишемо значення усіх складових, що підставляли у рівняння:  $f=0,2$ ; маса абразивного матеріалу  $m$  відповідного об'єму, що створює тиск на поверхню гудзика діаметром 28 мм при обробці в РС з  $n=1,06$ , згідно розрахунку за виразом (7.10), становитиме:  $m=0,057\text{кг}$ .

Сила тертя, розрахована за виразом (2.101), становитиме  $F_{TP}=0,066\text{Н}$ , відповідно, а шлях тертя  $S$ , котрий виріб проходить за весь процес обробки в робочій ємкості при  $n=1,06$ , згідно розрахунку за рівнянням (7.12), становитиме:  $S=67681\text{м}$ .

Далі, згідно рівняння (2.104) визначимо час, що необхідний для обробки гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості при  $n=1,06$ , що становитиме  $t=62,4$  год. Порівняємо теоретично визначений час, з експериментальним. Оскільки, за 42 години обробки гудзиків в робочій ємкості при  $n=1,06$  так і не було досягнуто такого значення шорсткості поверхні, що відповідає обробленому зразку, то час, який мав би бути витрачений на досягнення цього значення шорсткості поверхні встановимо за логарифмічною залежністю (7.7) отриманою в результаті апроксимації експериментальних даних. Визначений час обробки склав  $t=69,2$  год.

Згідно виразу (7.7), експериментально встановлений час, який витрачений на обробку гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості з меншими геометричними параметрами складатиме приблизно 69,2 год, що на 9,8% більше від аналітично встановленого часу. Така розбіжність може пояснюватися тим, що, по-перше, при виведенні аналітичних залежностей було прийнято велику кількість спрощень, котрі стосуються самого, надзвичайно складного за своєю суттю, процесу обробки виробів абразивом у вигляді вільних гранул. По-друге, тому що значну кількість факторів, котрі впливають на зміну часу обробки неможливо одночасно врахувати у виведенні теоретичні залежності.

В промислових масштабах обробка гудзиків зазвичай відбувається великими партіями, де необхідне використання робочих ємкостей зі значним об'ємом. Так, наприклад, на підприємстві ТОВ "Поліпласт" використовують обертові барабани WPS 330 італійської фірми "Tullio Giusi" з корисним об'ємом 330 л (0,33 м<sup>3</sup>). Таким чином, за представленою вище послідовністю, опираючись на теоретичні залежності, отримані в частині 2.6 встановимо час, який необхідний для обробки гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості, що виконує складний просторовий рух з майже аналогічним об'ємом в 320 л (0,32 м<sup>3</sup>). Масштабний коефіцієнт такої ємкості становить  $n=5,6$ , а усі інші геометричні параметри такої робочої ємкості представлені в таблиці 7.7.

Таблиця 7.7

Діаметр робочої ємкості	0,67 м
Довжина ємкості між протилежними торцями	0,9 м
Кутова швидкість ведучого валу, що відповідає реалізації змішаного режиму руху сипкого середовища	1,63 с <sup>-1</sup> (15,6 об/хв)

Спочатку визначимо значення сили тертя між виробом та абразивним матеріалом згідно виразу (2.101), а оскільки маса абразивного матеріалу  $m$  відповідного об'єму, що створює тиск на поверхню гудзика діаметром 28 мм та, при цьому, ще здатна проковзувати по його поверхні, прийматиметься такою ж самою, як і для робочої ємкості з  $n=1,63$  (адже відомо [89], що висота насипного масиву рівна радіусу торця ємкості, але не перевищує 0,1 м), то й значення сили тертя буде незмінним:

$$F_{TP} = 0,106H$$

Згідно виразу (7.12), визначимо шлях тертя, що повинен прийти гудзик в середині робочої ємкості під впливом на нього сили тертя в  $0,106H$ , при чому, значення роботи сили тертя прийматиметься таким само, як визначено згідно виразу (7.11). Шлях тертя становитиме  $S=42142$  м.

Тепер, за виразом (2.104) визначимо час, який необхідний для обробки гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=5,6$ . Таким чином, обробку гудзиків діаметром 28 мм в робочій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=5,6$ , необхідно проводити впродовж не менш, як 16,7 год.

Оскільки в експерименті оброблялися два типи гудзиків (з різним діаметром), то за аналогічним принципом ще раз провели перевірку викладених у частині 2.6 теоретичних залежностей, на основі порівняння аналітично встановленого та експериментально визначеного часу, що необхідний для обробки гудзиків діаметром 16 мм в меншій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=1,06$ . Аналітично розрахований час склав 48 годин, а експериментально встановлений 52,4 години. Різниця між теоретичним та експериментальним значенням часу склала 9,2%, що є в допустимих межах.

В експерименті використовувалися два зразки гудзиків з різним діаметром та дещо відмінною формою. І хоча обидва зразки виготовлені з одного матеріалу – поліефірної смоли, однак, до початку обробки абразивом в робочій ємкості їх поверхня мала різні значення шорсткості. Так мікронерівності гудзика з діаметром 28 мм були фактично в двічі більші за мікронерівності гудзика з діаметром в 16 мм. Ймовірно, що така різниця пов'язана з різним типом механічної обробки, що застосовувалася до заготовки. Звідси виникає й різниця в часі, який витрачається на їх полірування абразивом у ємкості, адже гудзики діаметром 16 мм вже фактично на 26 годині галтування мали таку шорсткість поверхні, що відповідає обробленому зразку, в той час, як гудзики діаметром 28 мм лише після 32 годин стали мати відполіровану поверхню.

Таким чином, щоб раціонально застосовувати універсальний підхід щодо визначення часу, який витрачається на полірування гудзиків бажано знати шорсткість поверхні зразка гудзика який попередньо пройшов механічну обробку та належить до окремої партії з відповідними геометричними параметрами.

Крім того, при використанні машини зі складним рухом робочих ємкостей для виконання технологічні операції шліфування чи полірування

поверхні виробів та одночасному зменшенні енерговитрат, не слід проводити одночасну обробку двох та більше типів виробів, у тому числі гудзиків, з відмінними геометричними параметрами. Рекомендовано, щоб в одній машині оброблявся лише один тип виробів. У випадку наявності незначних за кількістю виробів партій, обробку варто виконувати в машині, що має робочу ємкість з меншим об'ємом.

### **Висновки до 7-го розділу**

1. На основі проведених експериментальних досліджень отримані математичні закономірності, що описують вплив кутової швидкості ведучого валу та маси сипкого середовища завантаженого до робочої ємкості на зміну потужності, що споживається на ведучому валу машини.

2. На основі порівняння відповідності аналітично розрахованих та експериментально встановлених значень потужності, що споживається на ведучому валу машини, підтверджено адекватність отриманих в 3 розділі математичних залежностей.

3. Досліджено вплив режимів руху робочого середовища в середині ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків. Експериментально встановлено, що при поліруванні гудзиків абразивом у вигляді вільних гранул при реалізації змішаного режиму руху робочого середовища в середині ємкості, що виконує складний просторовий рух витрачається найменше часу.

4. Досліджено вплив геометричних параметрів робочої ємкості на інтенсивність та якість обробки гудзиків. Експериментально встановлено, що в більшій робочій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=1,63$  процес обробки займатиме в 2,5 – 3 рази менше часу, ніж при обробці в меншій робочій ємкості з масштабним коефіцієнтом  $n=1,06$ .

5. Доведено, що для виконання технологічних операцій полірування дрібних полімерних виробів, обладнання, в якому робоча ємкість виконує складний просторовий рух, є значно ефективнішим за обладнання з обертовим барабаном. Час обробки гудзиків в машині зі складним рухом робочої ємкості буде менший в півтора рази за час обробки в машині з обертовим барабаном з аналогічним об'ємом.

## **РОЗДІЛ 8. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ МЕТАЛЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ВІД ЛИВНИКІВ**

Одним із видів галтувальних технологічних операцій є відділення деталей від ливників. Аналітичний огляд літературних джерел у 1-му розділі показав, що практично відсутні настанови та рекомендації щодо виконання галтувальних технологічних операцій відділення деталей від ливників у машинах, робочі ємності яких виконують складний просторовий рух. У даному розділі виконані аналітичні дослідження процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, встановлено основні фактори, які впливають на інтенсивність виконання даної технологічної операції із використанням машин, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух.

### **8.1. Аналітичне визначення повного прискорення торця ємності, яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників**

Процес відділення металевих деталей від ливників відбувається при їх відносному переміщенні в середині робочих ємностей з різним характером руху. Відливки, переміщаючись в середині робочої ємності, стикаються з її стінками, внаслідок чого відбувається руйнування відливок у тих місцях, де вони утворюють найменший поперечний переріз. Такий поперечний переріз відливок утворюється в межах з'єднання деталі та ливника.

Відомо, що у машині, ємність якої виконує складний просторовий рух, робочий масив (оброблювані деталі), найбільш інтенсивно переміщається вздовж осі ємності. Робочий масив, рухаючись вздовж осі ємності  $X$ , між її протилежними торцями, переміщається чотири рази за один оберт ведучого валу машини та має найбільшу амплітуду переміщення. Натомість, при русі відносно інших взаємно перпендикулярних осей  $Y$  та  $Z$ , прямі та зворотні переміщення робочого масиву розділені в двічі більшими періодами спокою, переміщення відбувалося лише один раз за один оберт ведучого валу. При переміщенні вздовж осі ємності  $X$  робочий масив зі значною швидкістю почергово стикається із протилежними торцями ємності, що може забезпечувати інтенсивне відділення деталей від ливників. У зв'язку доцільно буде розглядати переміщення робочого масиву лише вздовж осі  $X$  робочої ємності.

Відділення деталей від ливників буде відбуватися в той час, коли робочий масив, рухаючись вздовж осі ємності  $X$ , стикатиметься з одним із торців ємності, який розташований нижче по відношенню до протилежного.

Можна припустити, що для реалізації відділення деталей від ливників найкращим буде саме водоспадний режим руху робочого масиву. Адже при водоспадному режимові руху реалізується вільний політ робочого масиву між протилежними торцями ємності, тобто фактично повністю виключається вплив сили тертя, яка неминуче буде виникати при каскадному та змішаному режимах руху. При каскадному та змішаному режимах руху інтенсивність переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності буде зменшена за

рахунок виникнення сили тертя між робочим масивом та стінками ємності, по яких масив буде повністю чи частково проковзувати.

На рис. 8.1 представлено переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності експериментального стенду в зустрічних напрямках при реалізації водоспадного режиму руху.

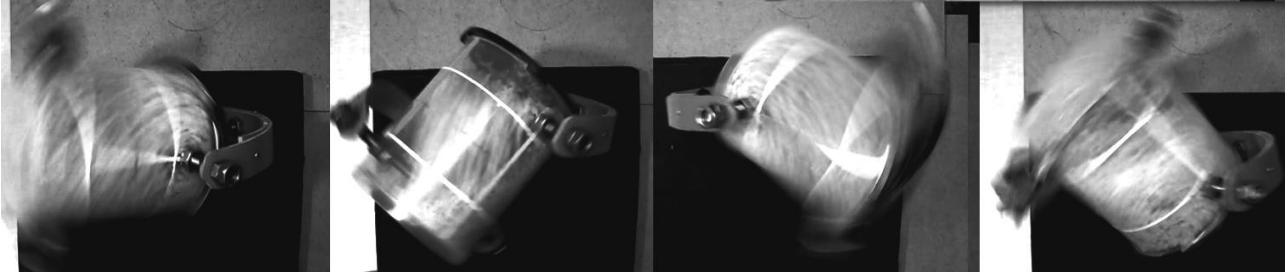


Рис. 8.1 Переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності експериментального стенду в зустрічних напрямках при реалізації водоспадного режиму руху

Розглянемо переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності при реалізації різних режимів руху. При водоспадному режимі руху деталі будуть знаходитися у стані вільного польоту. Оброблювані деталі, при їх вільному польоті вздовж осі ємності  $X$ , будуть переміщатися, як єдиний масив фактично під дією двох сил – сили інерції  $F_{in}$  та сили тяжіння  $F_G$ . При каскадному режимі руху буде виникати ще й сила тертя  $A_{Fmp.x}$  при проковзуванні робочого масиву по внутрішній стінці робочої ємності.

Для визначення напрямку векторів сил, які діють на робочий масив, розглянемо відповідне положення ємності. Розрахункова схема для визначення сил, що діють на робочий масив представлена на рис. 8.2 (рис. 8.2 (а) – при реалізації водоспадного режиму, рис. 8.2 (б) – при реалізації каскадного режиму руху).

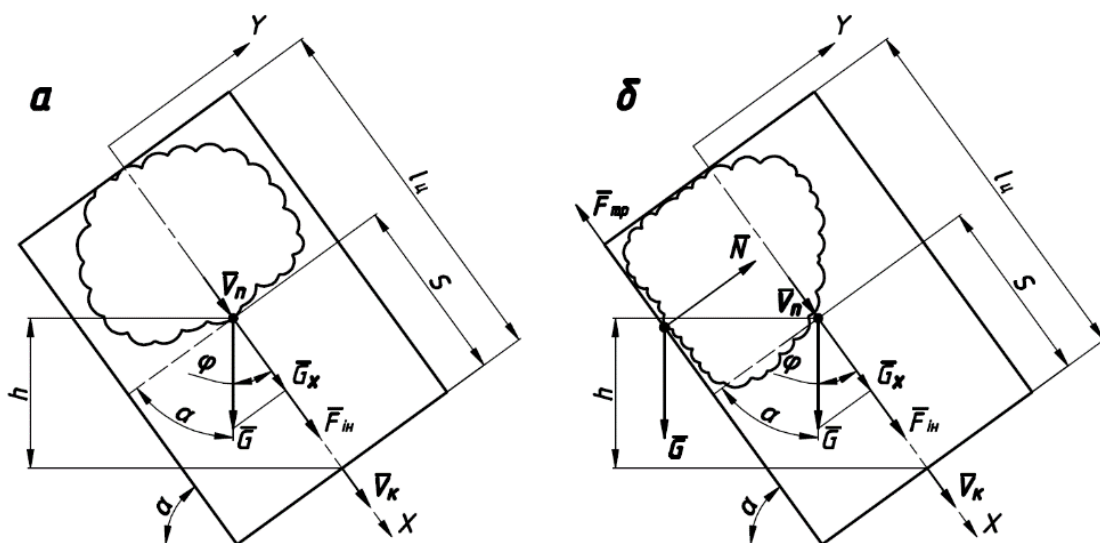


Рис. 8.2. Розрахункова схема для визначення сил, що діють на робочий масив: а – при реалізації водоспадного режиму, б – при реалізації каскадного режиму руху)

Раніше встановлено, що найінтенсивніше вздовжосьове переміщення робочого масиву в середині ємності відбувається в тому випадку, коли утворюється максимальний кут нахилу  $\alpha$  осі робочої ємності до горизонтальної площини. В базовій конструкції машини кут  $\alpha$  становить  $54^\circ$ . Саме перед досягненням такого положення робочої ємності, центр її торця, де сконцентрований увесь робочий масив, рухаючись вгору, починає різко сповільнятися та дуже швидко змінює своє положення, в результаті чого, робочий масив, під дією сили інерції, починає рухатися вниз, вздовж осі ємності  $X$ , до протилежного її торця. Протилежний торець ємності, в цей час, так само швидко змінює своє розташування та опиняється вже в крайньому нижньому положенні. Таким чином, фактично відбувається вільний політ робочого масиву від верхнього торця до нижнього під дією сили інерції  $F_{in}$  та доповнюється силою тяжіння  $F_G$ . Будемо вважати, що напрям сили інерції співпадає з віссю  $X$  робочої ємності, відповідно напрям сили тяжіння направлений вертикально вниз. Між напрямки цих сил утворюється кут  $\varphi$ .

Запишемо теорему про зміну кінетичної енергії матеріальної точки, розглянувши переміщення робочого масиву, як єдине ціле, в момент перед зіткненням з нижнім торцем робочої ємності:

$$\frac{m_x V_{к.х}^2}{2} - \frac{m_x V_{н.х}^2}{2} = \sum A_{i,x}, \quad (8.1)$$

де  $m_x$  – маса усього робочого масиву,  $V_{к.х}$  – швидкість робочого масиву в момент зіткнення з торцем робочої ємності,  $V_{н.х}$  – швидкість робочого масиву в момент початку його переміщення  $V_{н.х}=0$ ,  $A_i$  – роботи всіх сил, що діють на робочий масив під час його переміщення, нижній індекс  $x$  відповідає кількості деталей, що закріплені на відливці відповідного типу.

При подальших дослідженнях [184] використовували три типи відливок: з двома, вісьмома та шістнадцятьома закріпленими деталями, відповідно, позначалися вони наступним чином:  $x=2$ ;  $x=8$ ;  $x=16$ . У свою чергу, запишемо векторний вираз для визначення роботи всіх сил [185], що діють на робочий масив:

$$\sum \bar{A}_{i,x} = \bar{A}_{F_{in},x} + \bar{A}_{F_G,x} + \bar{A}_{F_{mp},x}, \quad (8.2)$$

де  $A_{F_{in},x}$  – робота сили інерції,  $A_{F_G,x}$  – робота сили тяжіння,  $A_{F_{mp},x}$  – робота сили тертя.

Вираз для визначення роботи сили інерції буде мати наступний вигляд:

$$A_{F_{in},x} = F_{in,x} \cdot l_{роб.}, \quad (8.3)$$

де  $l_{роб.}$  – траєкторія переміщення робочого масиву вздовж осі ємності.

Вільне переміщення робочого масиву  $l_{роб.}$  в середині ємності вздовж її вісі залежить від ступеня її заповнення. Чим більше заповнення ємності, відповідно, тим на меншу відстань буде переміщатися робоче середовище.

Вираз для раціонального визначення траєкторії переміщення робочого масиву  $l_{роб.}$  вздовж осі ємності, в залежності від ступеня її заповнення, матиме вигляд:

$$l_{роб.} = \frac{(100 - V_{роб.х}) \cdot l_{ц}}{100}, \quad (8.4)$$

де  $V_{роб.х}$  – об'єм заповнення ємкості робочим масивом у %.

Запишемо вираз для визначення сили тяжіння:

$$A_{G.x} = F_G \cdot h, \quad (8.5)$$

де  $h$  – висота, на яку опускається робочий масив:

$$h = l_{роб} \sin \alpha. \quad (8.6)$$

Вираз (8.5) з урахуванням рівняння (8.6) буде мати вигляд:

$$A_{G.x} = F_{G.x} l_{роб.} \sin \alpha. \quad (8.7)$$

Силу інерції та силу тяжіння можна визначити наступним чином:

$$F_{ін.х} = ma, \quad (8.8)$$

де  $a$  – максимальне прискорення, з яким переміщався центр торця ємності безпосередньо перед різким його сповільненням, в той час, як робочий масив безпосередньо контактував з ним.

$$F_{G.x} = mg, \quad (8.9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Оскільки розглядаємо переміщення робочого масиву лише вздовж вісі ємності  $X$  і напрям сили тяжіння не співпадає з цією віссю, то будемо приймати до уваги лише складову сили тяжіння  $G_x$ , яка діє вздовж осі ємності  $X$ . З урахуванням цього запишемо вираз (8.9):

$$F_{G.x} = mg \sin \alpha, \quad (8.10)$$

Підставимо значення виразів (8.10) та (8.9) у рівняння (8.3) та (8.7) відповідно:

$$A_{F_{G.x}} = mal_{роб.} \quad (8.11)$$

$$A_{F_{G.x}} = mgl_{роб.} \sin^2 \alpha. \quad (8.12)$$

Робота сили тертя  $A_{F_{тр.х}}$  буде залежати від реалізації відповідного режиму руху робочого масиву. Відомо, що при реалізації водоспадного режиму руху фактично відбувається вільний політ робочого масиву між протилежними торцями ємності, в такому випадку вплив роботи сили тертя буде виключений,  $A_{F_{тр.х}}=0$ .

При каскадному режимі рух увесь робочий масив, при переміщенні між торцями, проковзує по стінкам ємності. Робота сили тертя визначатиметься наступним чином:

$$A_{F_{тр.х}} = fmg l_{роб.} \cos \alpha, \quad (8.13)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання, який було встановлено експериментальним шляхом  $f \approx 0,38$ .

При змішаному режимі рух приблизно половина робочого масиву буде знаходитися у стані вільного польоту, а інша половина буде переміщатися між торцями, проковзуючи по внутрішній поверхні робочої ємності.

В зв'язку з цим, у вираз (8.13) додамо коефіцієнт  $\mu$  відповідності режиму руху робочого масиву. Для водоспадного режиму рух –  $\mu=0$ , для каскадного –

$\mu=1$ , для змішаного –  $\mu=0,5$ . Запишемо вираз (8.13) з урахуванням коефіцієнту  $\mu$ :

$$A_{Fmmx} = \mu f m g l_{роб.} \cos \alpha. \quad (8.14)$$

Запишемо рівняння (8.1) з урахуванням (8.11), (8.12) та (8.14):

$$\frac{m_x V_{к.х}^2}{2} = m a l_{роб.} + m g l_{роб.} \sin^2 \alpha - \mu f m g l_{роб.} \cos \alpha. \quad (8.15)$$

Виконавши арифметичні та тригонометричні перетворення, виразимо  $a$  з рівняння (8.15):

$$a = \frac{0,5 V_{к.х}^2 - g l_{роб.} + g l_{роб.} \cos 2\alpha + \mu f g l_{роб.} \cos \alpha}{l_{роб.}}. \quad (8.16)$$

Таким чином, за виразом (8.16) можна визначити необхідне повне прискорення торця ємності  $a$ , яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників. Для розрахунку необхідного повного прискорення торця ємності  $a$  потрібно задаватися геометричними параметрами робочої ємності, а також знати значення кінцевої лінійної швидкості  $V_{к.х}$  переміщення робочого масиву в момент зіткнення зі стінкою ємності для забезпечення відділення деталі від ливника. Далі були проведені додаткові експериментальне дослідження щодо визначення  $V_{к.х}$ .

## 8.2. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників

Як зазначалося у розділі 8.2, основним переміщенням робочого масиву в середині ємності, в результаті якого відбувається відділення деталей від ливників, є його переміщення вздовж осі ємності  $X$  між протилежними її торцями. Априорі зрозуміло, що на інтенсивність відділення деталей від ливників впливає швидкість переміщення робочого масиву між торцями ємності (швидкість в момент удару об торець ємності), а відповідно і прискорення з яким переміщається робоча ємність за яким можна розрахувати кутову швидкість ведучого валу машини. Однак, окрім загальних закономірностей переміщення робочого масиву в середині ємності, неможливо отримати більш точних детермінованих моделей переміщення кожної окремої відливки. Адже, в процесі переміщення відливки займають абсолютно різні положення, контактують між собою, цим само постійно змінюють своє положення в просторі. Одна відливка кожного разу стикається зі стінками ємності з випадковою імовірністю під абсолютно різним кутом.

У даному експерименті [186] слід вирішити наступні задачі:

1. Дослідити вплив кінцевої лінійної швидкості  $V_{к.х}$  переміщення відливок (у момент зіткнення зі торцем ємності) та їх кінетичної енергії  $E_{к.х}$  на інтенсивність відділення деталей від ливників;

2. Після апроксимації експериментальних даних отримати математичні залежності кількості падінь до повного відділення деталей від ливників в залежності від висоти падіння.



Для визначення значення  $V_{к.х}$  було проведено додаткове експериментальне дослідження, суть якого полягала у визначенні необхідної кінцевої швидкості переміщення окремої відливки, яка необхідна для того, щоб відбувалася реалізація інтенсивного відділення деталей від ливника. Таким чином, було реалізовано зіткнення відливок з жорстко закріпленою металевою опорною поверхнею при падінні їх з різної висоти. При цьому, підраховувалося кількість падінь окремої відливки до відділення першої та останньої деталі. Після чого, аналітично визначалася кінцева швидкість  $V_{к.х}$  падіння відливки та її кінетична енергія  $E_{к.х}$  в момент зіткнення з опорною поверхнею.

У ході проведення експерименту використовувалися 3 типи відливок з замка «блискавка», зокрема: відливка з двома закріпленими деталями-корпусами (маса відливки  $m_2=13г=0,013кг$ ); відливка з вісьмома закріпленими деталями-корпусами (маса відливки  $m_8=36г=0,036кг$ ); відливка з шістнадцятьма закріпленими деталями-закріпками (маса відливки  $m_{16}=14г=0,014кг$ );

Вищеописані типи відливок замка «блискавка» представлені на рис. 8.3.

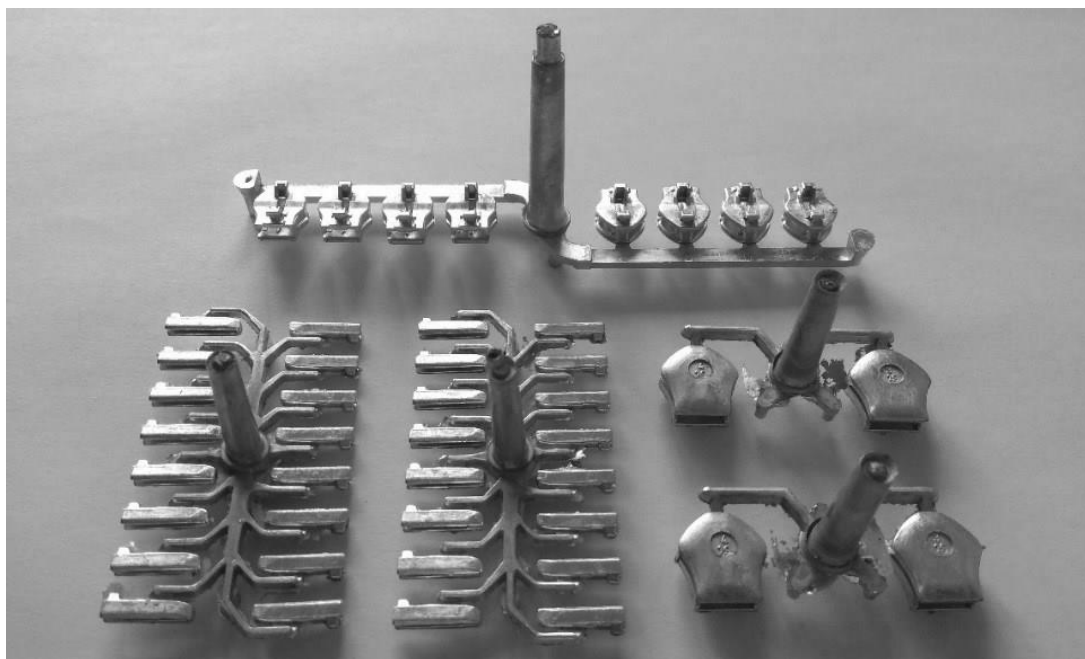


Рис. 8.3. Відливки замка «блискавка», що використовувалися у експерименті

У ході проведення експерименту задавалися такими вихідними даними:  $V_{н.х}=0$  – початкова лінійна швидкість ливникової відливки у момент початку падіння, [м/с];  $g=9,81$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $h_x=inv$  – висота падіння відливки, [м]/ Розрахункова схема для проведення експерименту представлена на рис. 8.4.

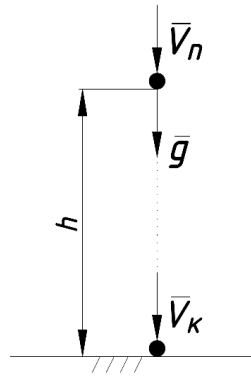


Рис. 8.4. Розрахункова схема для проведення експерименту

Для достовірності отриманих результатів були проведені 5 паралельних вимірювань (експериментальних досліджень), тобто, необхідна кількість падін з однакової відповідної висоти  $h_x$  визначалася, як середнє арифметичне для 5-ти відливків кожного типу. Така кількість паралельних вимірювань була прийнята для отримання допустимої випадкової помилки (в залежності від систематичної) при довірчій вірогідності 90%.

Результати експериментальних досліджень для відливків з 2-ма закріпленими деталями-корпусами представлені в таблиці 8.1, результати експериментальних досліджень для відливків з 8-ма закріпленими деталями-корпусами – у таблиці 8.2, результати експериментальних досліджень для відливків з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами – у таблиці 8.3.

У таблицях 8.1 – 8.3, для кожної висоти, з якої падала відливка, було розраховано кінцеву швидкість її падіння та кінетичну енергію в момент зіткнення з опорною поверхнею із використанням теореми про зміну кінетичної енергії матеріальної точки (8.1).

Оскільки початкова швидкість падіння відливків системи була рівна  $V_{n,x}=0$  та виконувалася лише робота сили тяжіння  $A_{G,x}$  (опір повітря не приймався до уваги), то рівняння (8.1) для даного експериментального дослідження матиме вигляд:

$$\frac{m_x V_{k,x}^2}{2} = m_x g h_x. \quad (8.17)$$

Таблиця 8.1

Відливки з 2-ма закріпленими деталями-корпусами															
№ п/п	Висота $h_2$ , м	Кількість падін до відділення 1-ї деталі					Середнє арифметичне $n_{2(1)}$	$n_2$ Кількість падін до відділення 2-ї деталі					Середнє арифметичне $n_2$	Кінцева швидк., $V_{k2}$ , м/с	Кінетична енергія, $E_{k2}$ , Дж
		1	2	3	4	5		1	2	3	4	5			
1	0,2	44	33	36	39	40	38,4	45	33	41	40	44	40,6	2,43	0,025
2	0,3	20	22	20	21	19	20,4	24	23	22	22	21	22,4	2,8	0,038
3	0,4	9	16	10	12	14	12,2	13	18	12	15	15	14,6	3,12	0,051
4	0,5	8	7	6	10	7	7,6	10	12	9	13	11	11	3,43	0,063

5	0,6	5	6	4	8	7	6	8	9	10	11	10	9,6	3,71	0,076
6	0,7	7	4	5	6	7	5,8	7	6	6	8	9	7,2	3,96	0,089
7	0,8	5	4	6	6	5	5,2	9	5	9	7	7	7,4	4,2	0,102
8	0,9	3	4	5	4	4	4	8	5	6	5	8	6,4	4,43	0,115
9	1	4	3	4	4	3	3,6	5	4	8	6	5	5,6	4,65	0,128
10	1,1	2	2	2	3	3	2,4	4	3	3	3	5	3,6	4,85	0,141
11	1,2	3	2	3	2	2	2,4	5	4	5	4	3	4,2	5,05	0,153
12	1,3	3	2	2	2	2	2,2	4	3	2	3	4	3,2	5,24	0,166
13	1,4	3	2	3	2	2	2,4	3	2	3	4	4	3,2	5,42	0,178
14	1,5	1	1	2	3	2	1,8	3	3	3	4	4	3,4	5,6	0,191
15	1,6	2	4	2	2	1	2,2	2	4	4	2	2	2,8	5,78	0,204
16	1,7	3	1	2	1	3	2	4	3	3	2	4	3,2	5,94	0,217
17	1,8	2	3	2	2	1	2	3	3	3	3	3	3	6,11	0,229
18	1,9	2	1	2	1	2	1,6	4	4	3	2	2	3	6,26	0,243
19	2	1	1	2	1	2	1,4	2	2	3	2	3	2,4	6,42	0,255
20	2,1	1	1	2	1	2	1,4	2	2	2	2	2	2	6,57	0,268
21	2,2	1	1	1	2	1	1,2	2	2	2	2	2	2	6,72	0,281
22	2,3	2	1	1	1	2	1,4	2	1	2	2	2	1,8	6,86	0,294
23	2,4	2	1	1	1	1	1,2	2	2	2	3	2	2,2	7	0,306
24	2,5	1	1	2	1	1	1,2	2	1	2	3	2	2	7,14	0,319
25	2,6	1	2	1	1	1	1,2	1	2	2	2	2	1,8	1,98	0,331

Таблиця 8.2

Відливки з 8-ма закріпленими деталями-корпусами															
№ п/п	Висота $h_8$ , м	Кількість падінь до відділення 1-єї деталі					Середнє арифметичне $n_8(1)$	$n_8$ Кількість падінь до відділення 8-ї деталі					Середнє арифметичне $n_8$	Кінцева швидк., $V_{к8}$ , м/с	Кінетична енергія, $E_{к8}$ , Дж
		1	2	3	4	5		1	2	3	4	5			
1	0,2	13	10	18	12	18	14,2	37	40	35	36	31	35,8	1,98	0,071
2	0,4	5	8	4	6	7	6	12	13	12	10	13	12	2,8	0,141
3	0,6	4	5	5	7	4	5	9	9	10	8	7	8,6	3,43	0,212
4	0,8	2	4	3	3	3	3	7	6	7	7	5	6,4	3,96	0,282
5	1	2	3	2	2	2	2,2	4	6	5	4	4	4,6	4,43	0,353
6	1,2	2	2	1	1	2	1,6	4	3	3	4	5	3,8	4,85	0,423
7	1,4	1	1	2	2	1	1,4	3	3	4	4	3	3,4	5,24	0,494
8	1,6	1	2	1	1	1	1,2	2	3	3	4	4	3,2	5,6	0,564
9	1,8	1	1	1	1	1	1	3	4	3	3	3	3,2	5,94	0,635
10	2	1	1	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	6,26	0,705
11	2,2	1	1	1	1	1	1	3	3	4	2	3	3	6,57	0,777
12	2,4	1	1	1	1	1	1	3	2	3	3	3	2,8	6,86	0,847
13	2,6	1	1	1	1	1	1	3	2	2	3	2	2,4	7,14	0,918

Таблиця 8.3

Відливки з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами															
№ п/п	Висота $h_{16}$ , м	Кількість падінь до відділення 1-єї деталі					Середнє арифм. $n_{16(d)}$	$n_{16}$ Кількість падінь до відділення 16-ї деталі					Середнє арифм. $n_{16}$	Кінцев. швидк., $V_{к.16}$ , м/с	Кінет. Енерг., $E_{к.16}$ , Дж
		1	2	3	4	5		1	2	3	4	5			
		1	0,2	61	70	70		65	69	67	202	193			
2	0,4	28	22	29	23	30	26,4	107	96	105	100	109	103,4	2,8	0,055
3	0,6	24	17	14	19	18	18,4	81	75	79	81	70	77,2	3,43	0,082
4	0,8	12	14	11	16	13	13,2	52	58	57	62	60	57,8	3,96	0,11
5	1	8	6	6	12	8	8	44	49	45	52	48	47,6	4,43	0,137
6	1,2	5	10	7	6	8	7,2	41	38	40	41	39	39,8	4,85	0,165
7	1,4	7	5	3	4	6	5	35	32	32	37	37	34,6	5,24	0,192
8	1,6	5	6	3	4	5	4,6	30	32	33	31	35	32,2	5,6	0,22
9	1,8	6	5	2	4	4	4,2	30	26	34	25	32	29,4	5,94	0,247
10	2	4	2	3	2	3	2,8	26	29	32	28	30	29	6,26	0,274
11	2,2	2	4	5	3	2	3,2	27	29	30	29	26	28,2	6,57	0,302
12	2,4	4	3	2	2	3	2,8	28	29	30	28	27	28,4	6,86	0,329
13	2,6	1	2	3	2	2	2	27	26	28	30	29	28	7,14	0,357

На основі рівняння (8.17) запишемо вирази для визначення кінцевої швидкості падіння відливок та її кінетичної енергії:

$$V_{к.х} = \sqrt{2gh_x}. \quad (8.18)$$

$$E_{к.х} = \frac{m_x V_{к.х}^2}{2}. \quad (8.19)$$

Значення кінцевої швидкості падіння відливок та їх кінетична енергія в момент зіткнення з опорною поверхнею, що розраховані за допомогою виразів (8.18) та (8.19), також представлені у відповідних колонках таблиць 8.1 – 8.3.

На інтенсивність відділення деталей від ливників впливає значна кількість факторів, зокрема, форма відливок, геометричне місце розташування деталей відносно ливника, а також площа поперечного перерізу  $S_{пл.х}$  відливки за допомогою якої одна деталь з'єднується з ливником. Вплив більшості з яких неможливо раціонально спрогнозувати, у зв'язку з тим, що відливки переміщуються у робочій ємності разом і іншими відливками, вже відділеними деталями та ливниками та формують єдиний робочий масив. Неможливо спрогнозувати під яким кутом та яким саме місцем буде стикатися відливка зі стінкою ємності.

Для того, щоб зрозуміти при якій кінцевій швидкості падіння відливок буде реалізовувалося інтенсивне відділення деталей, на основі середньоарифметичного значення кількості падінь при 5-ти паралельних дослідах для кожної відливки за допомогою програми Microsoft Excel-2016 було виконано апроксимацію даних. Таким чином побудовано графічні залежності кількості падінь відливок від висоти падіння, які представлено на рис. 8.5 – 8.7.

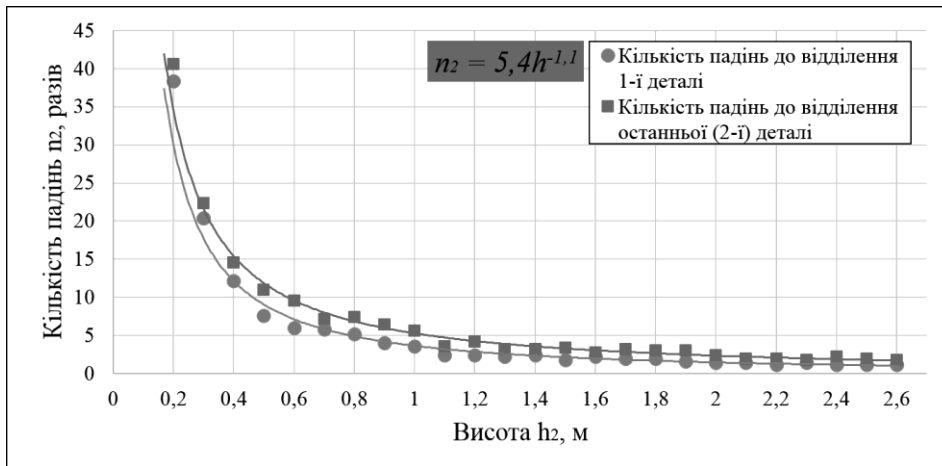


Рис. 8.5. Графік залежності кількості падін  $n_2$  відливков з 2-ма деталями-корпусами до відділення першої та останньої деталі від висоти падіння  $h_2$

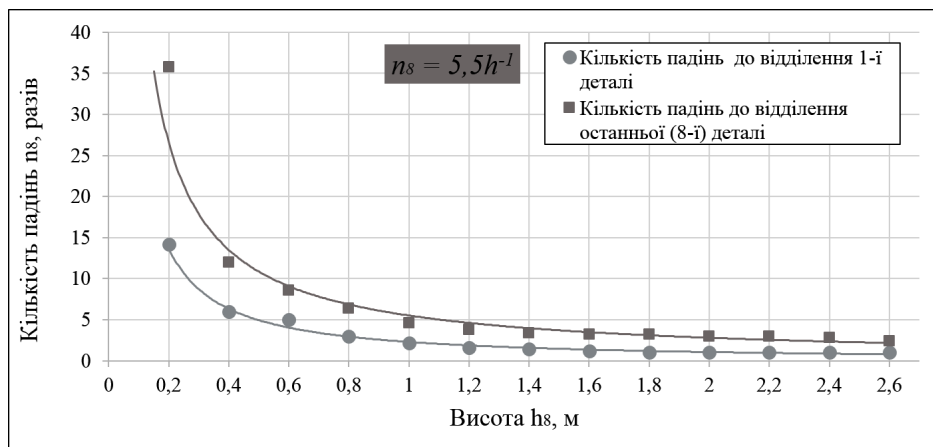


Рис. 8.6. Графік залежності кількості падін  $n_8$  відливков з 8-ма деталями-корпусами до відділення першої та останньої деталі від висоти падіння  $h_8$

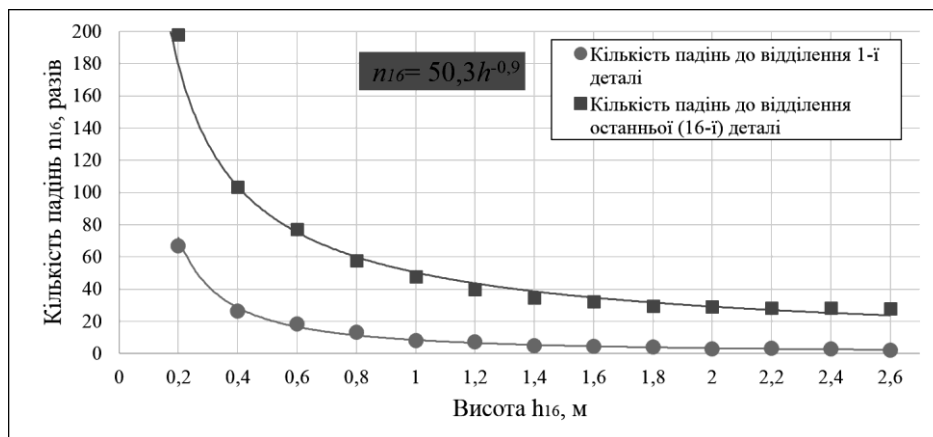


Рис. 8.7. Графік залежності кількості падін  $n_{16}$  відливков з 16-ма деталями-фіксаторами до відділення 1-ї та останньої деталі від висоти падіння  $h_{16}$

На основі апроксимації даних на графіках, які представлені на рис. 8.5 – 8.7, було утворено криві, що відповідають степеневій функції. Проаналізувавши дані графічні залежності, очевидно, що спочатку, зі збільшенням висоти падіння  $h_x$  відливков, прослідковується стрімке зменшення кількості падін  $n_x$ , які необхідні до відділення усіх деталей. При подальшому збільшенні висоти

падіння  $h_x$ , стрімке зменшення кількості падінь  $n_x$  вже не прослідковується, воно асимптотично наближається до відповідного сталого значення. Таким чином, для кожного типу відливки  $x$  можна встановити відповідну межу висоти  $h_{гран.x}$ , перевищення якої фактично вже не буде впливати на збільшення інтенсивності відділення деталей. У зв'язку з цим, для кожного типу відливки було визначено дану граничну висоту  $h_{гран.x}$  з розрахунку того, що кількість падінь  $n_x$  відливки до відділення усіх деталей при цій висоті  $h_{гран.x}$  зменшиться не більш ніж на 5% від мінімальної кількості падінь  $n_{min.x}$  відливки при найбільшій висоті падіння  $h_{max.x}$ . Тобто різниця між кількістю падінь  $n_x$  при найбільшій висоті  $h_{max.x}$  і кількістю падінь  $n_x$  при граничній висоті  $h_{гран.x}$  не буде перевищувати 5%.

Після проведених арифметичних розрахунків було встановлено граничну висоту  $h_{гран.x}$ , а також відповідну їй кінцеву швидкість падіння  $V_{к.х}$  відливки та їх кінетичну енергію  $E_{к.х}$  у момент зіткнення з опорною поверхнею: відливки з 2-ма закріпленими деталями-корпусами –  $h_{гран2}=1,32$  м,  $V_{к2}=5,08$  м/с,  $E_{к2}=0,168$  Дж; відливки з 8-ма закріпленими деталями-корпусами –  $h_{гран8}=1,32$  м,  $V_{к8}=5,08$  м/с,  $E_{к8}=0,465$  Дж; відливки з 16-ма закріпленими деталями-закріпками –  $h_{гран16}=1,43$  м,  $V_{к16}=5,3$  м/с,  $E_{к16}=0,197$  Дж.

Для кривих графіків, які представлені на рис. 8.5 – 8.7, запишемо одне загальне рівняння степеневі функції:

$$n_x = n_{x(1)} \cdot h_x^{-1}, \quad (8.20)$$

де  $n_{x(1)}$  – кількість падінь відповідної ливникової системи з висоти 1м,  $h_x$  – відповідна висота падіння.

Показник степеня  $h_x$  у виразі (8.20) було прийнято рівним одиниці у зв'язку з тим, що для трьох рівнянь степеневі функції для визначення залежності кількості падінь відливки від висоти падіння він відрізнявся на незначну величину.

Окрім кінетичної енергії відливки  $E_{к.х}$  в момент одного зіткнення з опорною поверхнею слід оцінювати загальну кінетичну енергію  $E_{к.х.загал}$  відливки, як суму усіх кінетичних енергій  $E_{к.х}$  відливки за відповідну кількість падінь  $n_x$ , які необхідні для відділення усіх деталей. Загальну кінетичну енергію визначали наступним чином:

$$E_{к.х.загал} = \sum_{i=1}^{i=n_x} E_{к.х} = E_{к.х} \cdot n_x, \quad (8.21)$$

На всіх трьох типах відливки було виміряно площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х}$  у місцях з'єднання ливника з деталлю. Для кожного типу відливки ця площа поперечного перерізу відрізнялася. Також було розраховували загальну площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х.загал}$  усієї відливки:

$$S_{ПП.х.загал} = S_{ПП.х} \cdot x, \quad (8.22)$$

де  $x$  – загальна кількість деталей, що закріплена на одному ливнику.

Таким чином, для кожного типу відливки було виміряно площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х}$ , за виразом (8.22) розраховано загальну площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х.загал}$ , визначено кінетичну енергію  $E_{к.х}$  в момент

зіткнення з опорною поверхнею при падінні з висоти  $h_x=1$  м, а також визначено загальну кінетичну енергію  $E_{к.х.загал}$ , що відповідає кількості падінь  $n_{x(1)}$  для  $h_x=1$  м, які попередньо визначені експериментально. Усі дані внесено до таблиці 8.4.

Таблиця 8.4

		Ливникова система з 2-ма деталями-корпусами	Ливникова система з 8-ма деталями-корпусами	Ливникова система з 16-ма деталями-фіксаторами
$S_{ПП.х}$		2,2 мм <sup>2</sup>	1,5 мм <sup>2</sup>	2,73 мм <sup>2</sup>
$S_{ПП.х.загал}$		4,4 мм <sup>2</sup>	12 мм <sup>2</sup>	43,7 мм <sup>2</sup>
$E_{к.х}$	при $h_x=1$ м	0,128 Дж	0,353 Дж	0,137 Дж
$E_{к.х.загал}$		0,69 Дж	1,94 Дж	6,89 Дж
$n_{x(1)}$		5,4	5,5	50,3

Далі, на основі аналізу та співставлення між собою експериментальних даних було виявлено залежність між кінетичною енергією  $E_{к.х}$  відливки, кількістю падінь  $n_x$  з відповідної висоти  $h_x$ , а також загальною площею поперечного перерізу відливки  $S_{ПП.х.загал}$ :

$$E_{к.2.загал} \cdot S_{ПП.х.загал} = E_{к.х.загал} \cdot S_{ПП.2.загал} \quad (8.23)$$

Запишемо вираз (8.23) з урахуванням рівняння (8.21):

$$E_{к.2} \cdot n_2 \cdot S_{ПП.х.загал} = E_{к.х} \cdot n_x \cdot S_{ПП.2.загал} \quad (8.24)$$

Виразимо з рівняння (8.24) кількість падінь  $n_{x(1)}$  відливки  $x$ , при цьому, приймаючи, що падіння відбувалися з висоти 1 м:

$$n_{x(1)} = \frac{E_{к.2} \cdot n_{2(1)} \cdot S_{ПП.х.загал}}{E_{к.х} \cdot S_{ПП.2.загал}}, \quad (8.25)$$

де  $n_{x(1)}$  – кількість падінь ливникової системи з двома закріпленими деталями-корпусами з висоти 1 м.

Підставимо вираз (8.25) в експериментально отриману залежність (8.20):

$$n_x = \frac{E_{к.2} \cdot n_{2(1)} \cdot S_{ПП.х.загал} \cdot h_x^{-1}}{E_{к.х} \cdot S_{ПП.2.загал}} \quad (8.26)$$

Далі підставимо у рівняння (8.26) вираз (8.19) з урахуванням рівняння (8.18):

$$n_x = \frac{m_2 \cdot g \cdot h_2 \cdot n_{2(1)} \cdot S_{ПП.х.загал} \cdot h_x^{-1}}{m_x \cdot g \cdot h_x \cdot S_{ПП.2.загал}} \quad (8.27)$$

Оскільки рівняння (8.27) отримане на основі пропорційного співставлення даних, зокрема, щодо кількості падінь двох типів відливок з однакової висоти, то  $h_x = h_2$ . За допомогою рівняння (8.27), на основі пропорційного співставлення даних, можна визначити кількість падінь  $n_x$  необхідних для відділення всіх деталей з відливки відповідного типу з будь-якої обраної висоти  $h_x$ . Рівняння (8.28) отримало остаточний вигляд після того, як у нього було записано відомі дані, отримані експериментальним шляхом для

відливок з двома деталями-корпусами та виконані подальші арифметичні скорочення:

$$n_x = \frac{0,016 \cdot S_{\text{ПП.х.загал.}}}{m_x \cdot h_x} \quad (8.28)$$

Подальшою задачею даного розділу було визначення кінцевої швидкості падіння  $V_{к.х}$  відливок, яка необхідна для того, щоб мати можливість розраховувати відповідне повне прискорення торця робочої ємності  $a$ . Таким чином, у вираз (8.16) було підставлено рівняння (8.18):

$$a = \frac{gh_x - gl_{\text{роб}} + gl_{\text{роб}} \cos 2\alpha + \mu f gl_{\text{роб}} \cos \alpha}{l_{\text{роб}}} \quad (8.29)$$

Таким чином, за рівнянням (8.29) можна розрахувати прискорення  $a$  з яким переміщається робочий масив в середині ємності. Якщо у вираз (8.29) підставляти значення граничної висоти падіння  $h_{\text{гран.х}}$  для відповідного типу відливок, то можна розрахувати фактично максимальне прискорення з яким буде переміщатися робочий масив в середині ємності. Перевищення значення цього прискорення фактично не вплине на збільшення інтенсивності відділення деталей від ливників.

Із застосуванням виразу (8.29) можна розрахувати відповідну кутову швидкість ведучого валу машини, що забезпечить реалізацію відділення деталей від ливників. У роботі отримано вирази, які описують залежність між кутовою швидкістю ведучого валу машини, прискоренням центрів торців робочої ємності та її габаритними параметрами машини для трьох типів конструкцій: «базової» конструкції; машини, у якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості, а також для машини з видовженою робочою ємністю. Запишемо ці, попередньо отримані, вирази.

1. Вирази, для визначення постійної кутової швидкості  $\omega^{\text{ведучА}}$  та  $\omega^{\text{ведучВ}}$  ведучого валу «базової» конструкції машини, які відповідають прискоренню точки А, що співпадає з центром торця робочої ємності, який розташований у місці з'єднання з ведучою вилкою та прискоренню точки В, що співпадає з центром торця робочої ємності, який розташований у місці з'єднання з веденою вилкою:

$$\omega^{\text{ведучА}} = \sqrt{\frac{a}{n \cdot 0,326}} \quad (8.30)$$

$$\omega^{\text{ведучВ}} = \sqrt{\frac{a}{n}} \quad (8.31)$$

2. Для конструкції машини, в якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості (вираз для визначення середнього значення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини):

$$\omega_{\text{сер.}}^{\text{ведуч}} = \sqrt{\frac{a}{n \cdot 0,39}} \quad (8.32)$$

3. Вирази, для визначення постійної кутової швидкості  $\omega^{\text{ведучА}}$  та  $\omega^{\text{ведучВ}}$  ведучого валу конструкції машини з видовженою робочою ємністю, які відповідають прискоренню точки А, що співпадає з центром торця робочої



ємності, який розташований у місці з'єднання з ведучою вилкою та прискоренню точки В, що співпадає з центром торця робочої ємності, який розташований у місці з'єднання з веденою вилкою:

$$\omega^{\text{ведучА}} = \sqrt{\frac{a}{n \cdot 0,335}} \quad (8.33)$$

$$\omega^{\text{ведучВ}} = \sqrt{\frac{a}{n \cdot 0,444}} \quad (8.34)$$

У виразах (8.30) – (8.34)  $n$  – це масштабний коефіцієнт машини по відношенню до «базового типорозміру». За базовий типорозмір, у роботі, було прийнято машину з наступними геометричними параметрами: довжина ємності  $l_{\text{ц}}=0,160$  м, діаметр ємності  $D_{\text{PC}}=0,12$  м, об'єм ємності  $V_{\text{PC}}=0,0018$  м<sup>3</sup> (1,8 л), міжосьова довжина ємності  $l_{\text{PC}}=0,1$  м.

Апріорі відомо, що для реалізації інтенсивного технологічного процесу відділення деталей від ливників раціональним буде забезпечити водоспадний режим руху робочого масиву в середині ємності, вздовж її вісі, в обох зустрічних напрямках. У «базовій» конструкції машини, а також у конструкції машини з видовженою робочою ємністю інтенсивність переміщення робочого масиву між її торцями в протилежних напрямках різна. У зв'язку з цим, розрахунок кутової швидкості ведучого валу машини слід виконувати на основі переміщення робочого масиву вздовж осі ємності у тому напрямку, де інтенсивність переміщення його менша. Таким чином, актуальними для розрахунку кутової швидкості ведучого валу машини будуть лише рівняння (8.30), (8.32) та (8.33).

У рівняннях (8.30), (8.32) та (8.33) застосовано масштабний коефіцієнт  $n$  у відповідності до «базового типорозміру» машини, який представлений у роботі. Даний масштабний коефіцієнт представляє собою пропорційну зміну усіх геометричних розмірів робочої ємності. Однак, зазвичай на практиці, можуть використовуватися машини у яких не всі розміри змінюються пропорційно до масштабного коефіцієнту. Як зазначалося вище, при виконанні технологічного процесу відділення деталей від ливників основним є переміщення робочого масиву вздовж вісі робочої ємності, адже переважна більшість деталей буде відділятися від ливників саме в момент зіткнень їх із торцями ємності. У зв'язку з цим, доцільно у виразах (8.30), (8.32) та (8.33) замість масштабного коефіцієнту  $n$  ввести відношення довжини робочої ємності  $l_{\text{ц}}$ , для якої розраховується кутова швидкість ведучого валу машини  $\omega^{\text{ведуч}}$  до довжини робочої ємності «базового типорозміру»  $l_{\text{ц.баз.}}=0,16$  м, цим самим виключивши вплив такого геометричного параметру, як діаметр робочої ємності. З урахуванням цього, вирази (8.30), (8.32) та (8.33) будуть мати вигляд:

$$\omega^{\text{ведучА}} = \sqrt{\frac{a}{2,04 \cdot l_{\text{ц}}}} \quad (8.35)$$

$$\omega_{\text{сер.}}^{\text{ведуч}} = \sqrt{\frac{a}{2,44 \cdot l_{\text{ц}}}} \quad (8.36)$$

$$\omega^{ведуча} = \sqrt{\frac{a}{2,09 \cdot l_u}}. \quad (8.37)$$

Далі підставимо вираз (8.29) у рівняння (8.35), (8.33) та (8.37), відповідно отримаємо:

$$\omega^{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu f l_{роб} \cos \alpha)}{2,04 \cdot l_u \cdot l_{роб}}}. \quad (8.38)$$

$$\omega_{сер.}^{ведуч} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu f l_{роб} \cos \alpha)}{2,44 \cdot l_u \cdot l_{роб}}}. \quad (8.39)$$

$$\omega^{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu f l_{роб} \cos \alpha)}{2,09 \cdot l_u \cdot l_{роб}}}. \quad (8.40)$$

Таким чином, отримано вирази (8.38) – (8.40), що дозволяють розрахувати максимальну кутову швидкість ведучого валу трьох типів конструкцій галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей «блискавки» на основі цинкових сплавів від ливників.

Для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей від ливників не обов'язково надавати ведучому валу машини такого значення кутової швидкості, яке розраховане за виразами (8.38) – (8.40). Розрахована за виразами (8.38) – (8.40) кутова швидкість ведучого валу машини характеризує максимальну кутову швидкість ведучого валу машини, подальше збільшення якої не здатне буде збільшити інтенсивність виконання даної технологічної операції. Перевищення розрахованої кутової швидкості зможе лише збільшити інтенсивність виконання технологічної операції не більш ніж на 5%. Окрім того, під час реалізації технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, обертання ведучого валу деяких конструкцій машин з кутовою швидкістю, розрахованою за виразами (8.38) – (8.40) може бути неможливим із-за виникнення значних сил інерції, що будуть діяти на рухомі ланки машини. Тому, більш раціональним є отримання рівняння, яке б на основі значень допустимої кутової швидкості, яка вказана у паспортних даних машини, прискорення торця робочої ємності  $a$  та інших даних, давало б можливість розрахувати раціональний час виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників.

### **8.3. Аналітичне визначення часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників**

Час виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників [187] залежить від значної кількості факторів, певну кількість з яких взагалі неможливо врахувати, наприклад, такі як: положення відливок під час зіткнення зі стінкою робочої ємності, кількість взаємозіткнень відливок між собою, точні закономірності переміщення кожної відливки в середині ємності, відносне переміщення вже самих ливників, від яких відділилися деталі, по відношенню до відливок з деталями тощо. Однак,

незважаючи на це, існують основні фактори, вплив яких на зміну часу виконання технологічної операції досить успішно може бути враховано. До таких факторів слід віднести:

1. Об'єм робочого масиву завантаженого до ємкості, в тому числі, ущільнення цього об'єму в ході виконання технологічної операції;
2. Геометричні параметри робочої ємкості;
3. Кутова швидкість ведучого валу машини;
4. Максимальна одночасна кількість зіткнень відливок з торцем ємкості;
5. Зміна відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості завантажених до робочої ємкості;

Розглядали окремо кожен з факторів.

1. Об'єм робочого масиву  $V_{роб.}$  завантаженого до ємкості безпосередньо впливає на швидкість виконання технологічної операції. Пропорційно зі збільшенням об'єму робочого масиву завантаженого до ємкості, зменшується вільний об'єм ємкості, а отже і шлях його переміщення, відповідно і його кінетична енергія в момент зіткнення зі стінкою ємкості. Зменшення об'єму робочого масиву завантаженого до ємкості, хоч і сприятиме збільшенню кінетичної енергії ливникових систем в момент контактної взаємодії зі стінкою ємкості, однак, при цьому, значно зменшуватиметься продуктивність виконання самої технологічної операції, адже за один цикл роботи машини буде оброблено меншу кількість деталей. На основі рекомендацій попередніх наукових досліджень щодо раціонального заповнення робочої ємкості під час виконання загальних технологічних операцій галтування було встановлено, що раціональний рівень заповнення робочої ємкості повинен бути в межах 50% від її загального об'єму.

2. Геометричні параметри робочої ємкості. У 2-му розділі встановлено, що основною складовою переміщень робочого масиву в середині ємкості є його переміщення (падіння) вздовж осі ємкості з подальшим зіткненням об один з її торців, при якому відбувається безпосереднє відділення деталей від ливника. З 2-го розділу також відомо, що за один оберт ведучого валу машини відбувається 4 переміщення (падіння) робочого масиву між протилежними торцями ємкості вздовж її вісі. Запишемо, з урахуванням об'єму заповнення робочої ємкості, вираз для визначення величини одного переміщення  $l_{роб}$  робочого масиву між протилежними торцями ємкості вздовж її вісі:

$$l_{роб.} = \frac{(100 - V_{роб.х}) \cdot l_{ц}}{100}, \quad (8.41)$$

де  $V_{роб.х}$  – об'єм заповнення робочої ємкості у %,  $l_{ц}$  – довжина робочої ємкості, м.

3. Кутова швидкість ведучого валу машини. Зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу машини буде збільшуватися прискорення  $a$  з яким переміщається робочий масив в середині ємкості, відповідно й кінцева швидкість падіння відливок  $V_{к.х}$  та кінетична енергія. Якщо розглядати вільне падіння робочого масиву (відливок), то для кожного значення  $V_{к.х}$  можна розрахувати висоту падіння  $h_x$ . Тобто, переміщення відливок в середині ємкості з прискоренням буде еквівалентне падінню такої ж відливки з відповідної

висоти  $h_x$ . Таким чином, запишемо вираз для визначення висоти падіння  $h_x$ , що відповідатиме заданій кутовій швидкості ведучого валу машини. Для цього, запишемо отримане у роботі [184] рівняння для визначення повного прискорення торця ємкості  $a$ , яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників.

$$a = \frac{0,5V_{к.х}^2 - gl_{роб} + gl_{роб} \cos 2\alpha + \mu f gl_{роб} \cos \alpha}{l_{роб}}, \quad (8.42)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\alpha$  – кут нахилу осі робочої ємкості до горизонтальної площини,  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання (експериментальним шляхом [186] було встановлено коефіцієнт тертя ковзання  $f \approx 0,38$ ),  $\mu$  – коефіцієнт відповідності режиму руху робочого масиву (для водоспадного режиму рух –  $\mu=0$ , для каскадного –  $\mu=1$ , для змішаного –  $\mu=0,5$ ).

Беручи за основу теорему про зміну кінетичної енергії матеріальної точки, запишемо вираз для визначення кінцевої швидкості переміщення (падіння) ливникової системи:

$$V_{к.х} = \sqrt{2gh_x}. \quad (8.43)$$

З виразу (8.42) виразимо квадрат лінійної швидкості та підставимо значення виразу (8.43):

$$gh_x = l_{роб}a + gl_{роб} - gl_{роб} \cos 2\alpha - \mu f gl_{роб} \cos \alpha. \quad (8.44)$$

Виразимо  $h_x$  з рівняння (8.44):

$$h_x = \frac{l_{роб}a + gl_{роб} - gl_{роб} \cos 2\alpha - \mu f gl_{роб} \cos \alpha}{g}. \quad (8.45)$$

У другому розділі для різних типів конструкцій машин зі складним рухом робочої ємкості отримано рівняння, які описують залежність між кутовою швидкістю ведучого валу машини, прискоренням центрів торців робочої ємкості та її габаритними параметрами.

Запишемо ці рівняння, замінивши в них масштабний коефіцієнт на відношення довжини робочої ємкості  $l_u$ , для якої розраховується кутова швидкість ведучого валу машини  $\omega^{ведуч}$  до довжини робочої ємкості «базового типорозміру» (за «базовий типорозмір» у розділі було прийнято  $l_{у.баз.}=0,16м$ ), цим самим виключивши вплив такого геометричного параметру, як діаметр робочої ємкості, а також, виразивши з них повне прискорення  $a$ , з яким буде переміщатися торець ємкості:

1. Вираз для визначення повного прискорення торця ємкості «базової конструкції» машини:

$$a = 2,04 \cdot l_u \cdot (\omega^{ведуч})^2. \quad (8.46)$$

де  $\omega^{ведуч}$  – кутова швидкість ведучого валу, рад<sup>-1</sup>.

2. Вираз для визначення повного прискорення торця ємкості машини, в якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості:

$$a = 2,44 \cdot l_u \cdot (\omega_{сер.}^{ведуч})^2. \quad (8.47)$$

де  $\omega_{сер.}^{ведуч}$  – середнє значення закону зміни кутової швидкості ведучого валу, рад<sup>-1</sup>.

3. Вираз для визначення повного прискорення торця видовженої ємкості:

$$a = 2,09 \cdot l_u \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2. \quad (8.48)$$

За виразами (8.46) – (8.48) можна розрахувати прискорення торця робочої ємкості відповідної конструкції машини для обробки деталей. Оскільки у виразах (8.46) – (8.48) змінюватися буде лише числовий коефіцієнт, то можна записати одне загальне рівняння:

$$a = \delta \cdot l_u \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2, \quad (8.49)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей:  $\delta=2,04$  – для «базової конструкції» машини,  $\delta=2,44$  – для конструкції машини, в якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості,  $\delta=2,09$  – для конструкції машини з видовженою робочою ємкістю.

Підставимо значення виразу (8.49) у рівняння (8.50):

$$h_x = \frac{l_{\text{роб}} \left( \delta \cdot l_u \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right)}{g}. \quad (8.50)$$

За допомогою виразу (8.50) можна визначити необхідну висоту падіння  $h_x$ , що відповідатиме заданій кутовій швидкості  $\omega^{\text{ведуч}}$  ведучого валу машини. На відміну від експериментально змодельованого процесу падіння відливок [186], при реалізації якого їх початкова швидкість  $V_{n.x.}$  завжди дорівнює нулю, вільне переміщення відливок в середині робочої ємкості між протилежними її торцями практично завжди буде починатися з відповідним, не нульовим, значенням початкової швидкості  $V_{n.x.}$ , яка буде залежати від сили прискореного руху стінок робочої ємкості, які впливатимуть на переміщення робочого масиву.

Незважаючи на це, кінцева швидкість переміщення відливок в середині робочої ємкості буде еквівалентна такій само кінцевій швидкості відливок, при реалізації їх вільного падіння, лише під дією лише сили тяжіння, з відповідної висоти  $h_x$ . Для кожної висоти падіння  $h_x$  відповідною є кількість ударних взаємодій  $n_x$  відливок з поверхнею, що необхідні для відділення усіх деталей від ливників. Кількість падінь ударних взаємодій (зіткнень)  $n_x$  відливок з висоти  $h_x$  можна визначити за отриманим у роботі [187] рівнянням. Запишемо це рівняння з урахуванням виразу (8.50):

$$n_x = \frac{0,016 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g}{m_x \cdot l_{\text{роб}} \left( \delta \cdot l_u \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right)}. \quad (8.51)$$

За виразом (8.51) можна розрахувати кількість ударних взаємодій (зіткнень)  $n_x$  відливок з торцями ємкості, яка необхідна для відділення всіх деталей від ливника, з урахуванням конструктивних особливостей машини та самої відливок.

Як відомо з виразу (8.41), за один оберт ведучого валу машини відбувається 4 зіткнення робочого масиву з торцями ємкості. Отже:

$$i_x = 0,25 \cdot n_x. \quad (8.52)$$

Підставимо рівняння (8.51) у вираз (8.52):

$$i_x = \frac{0,004 \cdot S_{\text{ПП.х.загал.}} \cdot g}{m_x \cdot l_{\text{роб}} (\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha)}. \quad (8.53)$$

Таким чином, за виразом (8.53) можна визначити кількість обертів ведучого валу машини  $i_x$ , які необхідні для відділення всіх деталей від однієї відливки.

4. У процесі роботи машини, при зіткненні відливок з одним із торців ємкості, одночасно відділяються від ливників деталі такої кількості відливок, які можуть розміститися на площині торця ємкості. Для визначення максимальної одночасної кількості зіткнень відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємкості необхідно встановити, яка кількість цих відливок може розміститися на площині торця ємкості  $S_{\text{Т.РС}}$ , таким чином, щоб виключити можливість їх контакту між собою. Оскільки відливки мають складну форму та, в залежності від їх положення на поверхні, можуть займати різну площину, то даний фактор можна врахувати лише приблизно. Однак справедливим буде вираз:

$$z_x = \frac{S_{\text{Т.РС}}}{S_x}, \quad (8.54)$$

де  $S_x$  – площа поверхні, яку займає ливникова система відповідного типу  $x$ .

Площу поверхні  $S_x$  можна виміряти безпосередньо за контуром відливки на площині, при цьому варто враховувати декілька найбільш можливих положень відливки на опорній поверхні, вирахувавши середнє арифметичне цих площин при різному положенні відливок.

З урахуванням того, що робоча ємкість зазвичай має циліндричну форму, вираз (8.54) матиме вигляд:

$$z_x = \frac{\pi R^2}{S_x}, \quad (8.55)$$

де  $R$  – радіус торця робочої ємкості.

На основі вищесказаного, розрахована, за виразом (8.53), кількість обертів ведучого валу машини  $i_x$  є достатньою для того, щоб одночасно обробилася така кількість відливок, що відповідає максимальній одночасній кількості ударних взаємодій (зіткнень) відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємкості. Таким чином, за  $i_x$  обертів ведучого валу машини обробиться  $z_x$  відливок із загальної кількості  $z_{x,\text{загал.}}$ , що завантажені до робочої ємкості. Відповідно, кількість обертів  $i_{x,\text{тех.проц.}}$ , яка необхідна реалізації технологічного процесу, тобто, для обробки усіх відливок, визначається наступним чином:

$$i_{x,\text{тех.проц.}} = \frac{i_x \cdot z_{x,\text{загал.}}}{z_x}. \quad (8.56)$$

Запишемо вираз (8.56) з урахуванням рівняння (8.53):

$$i_{x,\text{тех.проц.}} = \frac{0,004 \cdot S_{\text{ПП.х.загал.}} \cdot g \cdot z_{x,\text{загал.}}}{m_x \cdot l_{\text{роб}} (\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot (\omega^{\text{ведуч}})^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha) \cdot z_x}. \quad (8.57)$$

5. Зміна відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості завантажених до робочої ємкості. У процесі виконання технологічних операцій

відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників відбувається зменшення насипного об'єму робочого масиву. Це пов'язано з тим, що при завантаженні робочого масиву, відливки мають складну розгалужену геометричну форму, що призводить до збільшення насипного об'єму робочого масиву. В процесі подальшого відділення деталей від ливників відбувається ущільнення робочого масиву. Відділені деталі, зазвичай осідають в нижній шар робочого масиву, а ливники, що мають вже не таку виражену розгалужену геометричну форму, значно ущільнюються у верхніх шарах робочого масиву. В зв'язку з цим, насипний об'єм робочого масиву до та після обробки відрізняється. Експериментально, вимірюючи насипний об'єм робочого масиву до та після виконання технологічної операції, було встановлено, що насипний об'єм робочого масиву після виконання технологічної операції зменшується на 47,7% – 29,5%, в залежності від типу відливок, які обробляються.

Відповідно, зі зменшенням насипного об'єму робочого масиву, одночасно, на ту ж само величину, збільшується вільний об'єм робочої ємкості. В той само час, зі зменшенням кількості необроблених відливок, зменшується й максимальна одночасна кількість зіткнень відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємкості. Якщо на початку обробки, одночасно з торцем робочої ємкості зіткнуться усі відливки, що можуть розміститися на площині торця ємкості  $S_{T.P.C}$ , таким чином, щоб унеможливити їх контакт між собою, то ближче до кінця обробки, це значення асимптотично наблизатиметься до нуля. Відповідно в середині процесу обробки, одночасно об торець робочої ємкості вдарятиметься приблизно 50% необроблених відливок, інші 50% – це будуть ливники та відділені від них деталі. Саме тому для визначення мінімального часу, що витрачається на виконання даної технологічної операції, потрібно враховувати, що одночасно з торцем робочої ємкості можуть зіткнутися приблизно 50% необроблених відливок. Таким чином, вираз (8.55) матиме вигляд:

$$z_x = \frac{\pi R^2}{2 \cdot S_x}. \quad (8.58)$$

За аналогічним принципом слід приймати й довжину переміщення  $l_{роб}$  робочого масиву між протилежними торцями ємкості вздовж її повздовжньої вісі за один повний оберт ведучого валу машини. На початку процесу обробки, коли вільний об'єм робочої ємкості буде найменший, довжина переміщення  $l_{роб}$  також буде найменшою, в кінці обробки значення довжини переміщення  $l_{роб}$  буде найбільшим. В зв'язку з цим, для визначення сумарної довжини переміщення, необхідно приймати таку величину вільного об'єму, що відповідатиме середині процесу обробки. Таким чином, запишемо вираз для визначення об'єму заповнення робочої ємкості, що відповідає половині виконаного технологічного процесу обробки деталей:

$$V_{роб.} = \frac{V_{Поч.роб.} + V_{Кін.роб.}}{2}, \quad (8.59)$$

де  $V_{Поч.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості у % на початку процесу обробки,  $V_{Кін.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості у % в кінці процесу обробки.

З урахуванням виразу (8.59) рівняння (8.41) матиме вигляд:

$$l_{роб} = \frac{l_{ц} (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.})}{200}. \quad (8.60)$$

Запишемо вираз (8.57) з урахуванням рівнянь (8.58) та (8.60):

$$i_{x.тех.проц.} = \frac{1,6 \cdot S_{ПП.х.загал.} \cdot g \cdot z_{х.загал.} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{ц} (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.}) \cdot (\delta \cdot l_{ц} \cdot (\omega^{вед.в})^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha) \cdot \pi R^2}. \quad (8.61)$$

Далі, виходячи з відомої кількості обертів, які необхідно виконати ведучому валу машини для реалізації відділення усіх деталей від ливників, а також частоти обертання ведучого валу, запишемо вираз для визначення мінімального часу  $t_{x.min}$ , [хв], який необхідний для виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» відповідного типу  $x$  від ливників:

$$t_{x.min} = \frac{i_{x.тех.проц.}}{n_{вед.в}}, [хв]. \quad (8.62)$$

Підставимо рівняння (8.61) у вираз (8.62):

$$t_{x.min} = \frac{1,6 \cdot S_{ПП.х.загал.} \cdot g \cdot z_{х.загал.} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{ц} (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{ц} \cdot \pi^2 \cdot n_{вед.в}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{вед.в}}, [хв]. \quad (8.63)$$

Окрім того потрібно врахувати час «виходу» машини на робочу потужність, зазвичай для цього потрібно 2 оберти ведучого валу. З урахуванням цього вираз (8.63) матиме вигляд:

$$t_{x.min} = \frac{1,6 \cdot S_{ПП.х.загал.} \cdot g \cdot z_{х.загал.} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{ц} (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{ц} \cdot \pi^2 \cdot n_{вед.в}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{вед.в}} + \frac{2}{n_{вед.в}}, [хв], \quad (8.64)$$

де  $S_{ПП.х.заг.}$  – загальна площа поперечного перерізу відливок у місцях з'єднання деталей з ливником, [мм<sup>2</sup>];  $g$  – прискорення вільного падіння, [мс<sup>-2</sup>];  $z_{х.загал.}$  – загальна кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємкості;  $S_x$  – площа поверхні, яку займає відливка відповідного типу на опорній поверхні, [м<sup>2</sup>];  $m_x$  – маса однієї відливки, [кг];  $V_{Поч.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості на початку процесу обробки, [%];  $V_{Кін.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості в кінці процесу обробки, [%];  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей;  $l_{ц}$  – довжина робочої ємкості, [м];  $n_{вед.в}$  – частота обертання ведучого валу машини, при якій буде виконуватися технологічна операція, [хв<sup>-1</sup>];  $\mu$  – коефіцієнт відповідності режиму руху робочого масиву;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання робочого масиву по внутрішній поверхні робочої ємкості ( $f=0,38$ );  $R$  – радіус торця робочої ємкості, [м];

Таким чином, за допомогою рівняння (8.64) можна розрахувати мінімальний час виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників у машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух. Розрахунок є універсальним, адже виконується з урахуванням типу відливок, конструктивних особливостей машини зі складним рухом робочої ємкості, частоти обертання ведучого валу машини, об'ємного рівня заповнення робочої ємкості.



#### 8.4. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників

В першій частині експерименту визначали вплив режимів руху робочого масиву в середині ємкості на інтенсивність відділення деталей замка «блискавка» від ливників. Для проведення дослідження використовували раніше розроблену експериментальну установку «базової» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості.

В даній частині експерименту [188] використовувалися відливки замка «блискавка» з двома закріпленими деталями-корпусами. На рис. 8.8 представлено відливки даного типу до початку обробки, а також відокремлені деталі по завершенню обробки в машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух.



Рис. 8.8. Відливки замка «блискавка» до початку обробки, а також відокремлені деталі по завершенню обробки в машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух

Таким чином, проводилася обробка трьох партій ливникових систем при реалізації трьох режимів руху робочого масиву (водоспадного, змішаного та каскадного) з наданням відповідної кутової швидкості ведучому валу машини. У розділі 2 встановлено взаємозв'язок між зміною режимів руху робочого масиву в середині ємкості та кутовою швидкістю ведучого валу машини. У ході виконання технологічної операції відділення деталей від ливників, для кожного режиму руху робочого масиву, ємкість завантажувалася на 50% від свого загального об'єму. Кількість завантажених ливникових систем зберігалася постійною для реалізації кожного режиму руху та становила 320 штук. Технічна характеристика експериментальної установки, характеристика ливникових систем, що використовувалися під час експерименту та інші необхідні дані для проведення експерименту представлені в таблиці 8.5.

Таблиця 8.5.

## Технічна характеристика експериментальної установки та відливок

Характеристика експериментальної установки		
1.	Форма робочої ємкості	циліндрична
2.	Об'єм робочої ємкості	$V=0,0088 \text{ м}^3$ (8,8 л)
3.	Кутова швидкість (частота обертання) ведучого валу машини для: каскадного режиму руху	$\omega_{ведуч} = 2,1 \text{ с}^{-1}$ ( $n_{ведуч} = 20 \text{ хв}^{-1}$ )
	змішаного режиму руху	$\omega_{ведуч} = 4,2 \text{ с}^{-1}$ ( $n_{ведуч} = 40 \text{ хв}^{-1}$ )
	водоспадного режиму руху	$\omega_{ведуч} = 6,8 \text{ с}^{-1}$ ( $n_{ведуч} = 65 \text{ хв}^{-1}$ )
Характеристика ливникових систем		
1.	Назва матеріалу з якого отримано ливникові системи	«ЦАМ 4-1», ГОСТ 25140-93 ГОСТ 19424-74
3.	Об'єм заповнення робочої ємкості у % на початку процесу обробки	$V_{Поч.роб.} = 50\%$
		$V_{Поч.роб.} = 25\%$
		$V_{Поч.роб.} = 75\%$
4.	Кількість відливок, завантажених до робочої ємкості при її заповненні на 50%, 25% та 75%	$Z_{2.загал.50\%} = 320 \text{ шт}$ $Z_{2.загал.25\%} = 160 \text{ шт}$ $Z_{2.загал.75\%} = 480 \text{ шт}$
7.	Маса відливки	$m_2 = 0,013 \text{ кг}$

Експеримент проводився наступним чином: партію відливок завантажували до ємкості та проводили технологічну операцію до відділення усіх деталей від ливників, повного видалення облою та заусенцій з відділених деталей. При цьому, контролювали кількість оброблених деталей наступним чином: при реалізації каскадного режиму руху машину зупиняли кожні 4 хв, при реалізації водоспадного режиму – кожні 0,25 хв, а при реалізації змішаного режиму – кожні 0,5 хв, завантажений робочий масив повністю вивантажувався з ємкості та проводився підрахунок кількості відділених деталей від ливників, після чого, оброблені деталі та робочий масив знову засипали до ємкості та продовжували технологічну операцію до наступної зупинки. Якщо виявлялося, що повний цикл обробки був досить тривалим, то інтервал між контрольними зупинками машини збільшували. Для зручності подальшого представлення отриманих результатів щодо кількості відділених деталей від ливників у порівнянні із загальною кількістю деталей, що оброблялися застосовували коефіцієнт  $\mu$ , який характеризував відношення:

$$\mu = \frac{n_{оброб}}{n_{необроб}}, \quad (8.65)$$

де  $n_{оброб}$  – кількість оброблених деталей (тих, що відділилися від ливників),  $n_{необроб}$  – загальна кількість деталей, які були завантажені до робочої ємкості

Кількість зупинок машини з подальшим підрахунком відділених деталей відбувалася до моменту відділення усіх деталей від ливників. В результаті чого фіксувався час завершення технологічної операції. Якість обробки деталей

замка «блискавка» в експериментальній установці перевірялася на ПрАТ «Молнія».

Результати першої частини експерименту представлені в таблиці 8.5. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми *MathCAD 14*, побудовані графіки залежності (рис. 8.9) коефіцієнту  $\mu$  у відсотках від часу обробки для різних режимів руху робочого масиву.

Результати експериментальних досліджень (таблиця 8.5) підтверджують висновок попередніх аналітичних досліджень [187] про перевагу та доцільність реалізації саме водоспадного режиму руху робочого масиву під час виконання технологічних операцій відділення деталей від ливників. На відділення деталей від ливників при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву витрачається майже в 19 разів менше часу ніж на відділення деталей від ливників при реалізації каскадного режиму руху та в 3,3 рази менше часу в порівнянні з обробкою деталей при змішаному режимі руху. Таким чином, змішаний, тим більш каскадний режим руху робочого масиву не придатні для реалізації процесів відділення металевих деталей «блискавка» від ливників з високою інтенсивністю.

Процес обробки деталей в об'ємі робочого масиву відбувається нерівномірно. На початку обробки спостерігається незначний приріст кількості оброблених деталей. Значна інтенсифікація процесу реалізується, коли кількість оброблених деталей в робочому масиві становить 20% – 80%. Потім, після збільшення кількості оброблених деталей в робочому масиві більш ніж 80%, знову спостерігається зниження інтенсивності обробки деталей.

Низька інтенсивність відділення деталей від ливників на початку технологічної операції пов'язана з тим, що вільний об'єм ємкості в цей час є найменшим, відливки вдарятимуться по стінках ємкості з меншою інтенсивністю. Низька інтенсивність відділення деталей від ливників в кінці технологічної операції відбувається за рахунок зміни співвідношення між обробленими деталями (відділеними від ливників) та необробленими деталями, зокрема, необроблених деталей, по відношенню до всього робочого масиву, стає дедалі менше. Відповідно, зі зменшенням кількості необроблених деталей, зменшується ймовірність їх зіткнення зі стінками ємкості при кожному оберті ведучого валу машини. Переважну частину часу такі окремі необроблені деталі переміщуються в середині робочого масиву, не стикаються зі стінками ємкості, а їх кінетичної енергії при зіткненні з іншими деталями чи ливниками просто недостатньо для відокремлення від ливників.

Дослідження підтверджують, що зміна режиму руху робочого масиву в значній мірі впливає на інтенсивність виконання технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Обробка металевих деталей замка «блискавка» в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості, при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву, виконується в 20 разів швидше ніж на галтувальному обладнанні «Ortilon», яке використовується на підприємстві ПрАТ «Молнія». На відділених від ливників деталях відсутній облой та заусенції, гострі краї та нерівномірні виступи, які сформувалися в процесі лиття заокруглені та згладжені, а також відсутні будь-

які пластичні деформації елементів деталей, які б могли свідчити про брак деталей. Якість оброблених деталей замка «блискавка» в експериментальній установці підтверджена проведеною перевіркою, виконаною в межах виробничої апробації на ПрАТ «Молнія». Оцінка якості оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

В 2-й частині експерименту проводили дослідження впливу об'єму заповнення робочої ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. З різних наукових літературних джерел відомо, що, в цілому, для виконання галтувальних об'ємних процесів обробки ємкості робочим масивом слід заповнювати приблизно на 50% від її загального об'єму. Однак, конкретні настанови щодо рівня заповнення ємкостей, які виконують складний просторовий рух при виконанні технологічних процесів відділення металевих деталей від ливників відсутні.

Таким чином, було проведено другу частину експериментального дослідження, в якому при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву проводилося відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при заповненні ємкості на 25% та 75% від її загального об'єму. У якості оброблюваних деталей використовувалися ті ж само відливки (рис. 8.8).

Методика проведення експерименту аналогічна до попередньої частини. Результати експерименту представлені в таблиці 8.6. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми *MathCAD 14*, побудовані графіки залежності коефіцієнту  $\mu$  у відсотках від часу обробки для різних ступенів заповнення ємкості. Для кращого порівняння результатів експериментальних досліджень отримані криві співставлені на одному графіку з кривими, які отримані в першій частині експериментального дослідження та представлені на рис. 8.9.

Таблиця 8.6.

Результати експерименту

Час $t$ , хв	1-ша частина експерименту			2-га частина експерименту	
	$\mu$ при відповідних режимах руху робочого масиву (заповнення ємкості на 50%)			$\mu$ при відповідних ступенях заповнення ємкості (водоспадний режим руху)	
	Каскадний	Змішаний	Водоспадний	25%	75%
0	0	0	0	0	0
0,25	-----	-----	0,05	0,65	0,01
0,5	-----	0,02	0,37	1	0,05
0,75	-----	-----	0,58	-----	0,1
1	-----	0,04	0,87	-----	0,18
1,25	-----	-----	0,96	-----	0,29
1,5	-----	0,1	1	-----	0,6
1,75	-----	-----	-----	-----	0,76
2	-----	0,15	-----	-----	0,92
2,5	-----	0,31	-----	-----	0,98

3	-----	0,62	-----	-----	1
3,5	-----	0,89	-----	-----	-----
4	0,04	0,95	-----	-----	-----
4,5	-----	0,97	-----	-----	-----
5	-----	1	-----	-----	-----
5,5	-----	-----	-----	-----	-----
8	0,09	-----	-----	-----	-----
12	0,37	-----	-----	-----	-----
16	0,70	-----	-----	-----	-----
20	0,95	-----	-----	-----	-----
24	0,98	-----	-----	-----	-----
28	1	-----	-----	-----	-----

Відділення деталей від ливників при заповненні ємкості на 25% відбулося майже миттєво, через 0,25 хв від ливників було відділено вже 65% деталей, а через 0,5 хв усі деталі були вже обробленими. При заповненні ємкості на 75% технологічний процес тривав в 6 разів довше – 3 хв.

Однак, щоб встановити раціональний рівень заповнення ємкості необхідно визначити продуктивність виконання технологічної операції для відповідних рівнів заповнення ємкості. При розрахунку продуктивності приймали до уваги не тільки фактичний час, що витрачається на відділення завантажених деталей від ливників, а й кількість відливок, які обробляються за один цикл та час, який витрачається на додаткові підготовчі операції.

Продуктивність технологічної операції  $P_{X\%}$ , при відповідному відсотковому заповненні ємкості  $X\%$ , визначається, як загальна кількість деталей  $n_{оброб}$  відділених від ливників, які були оброблені за одиницю часу  $t$  ( $t=1 год$ ):

$$P_{X\%} = \frac{n_{оброб}}{t}. \quad (8.66)$$

В свою чергу, загальна кількість деталей  $n_{оброб}$  відділених від ливників, які були оброблені за одиницю часу  $t$  ( $t=1 год$ ) можна визначити наступним чином:

$$n_{оброб} = z_{2,загал.X\%} \cdot k, \quad (8.67)$$

де  $z_{2,загал.X\%}$  – кількість відливок (відливки з двома закріпленими деталями) завантажених до ємкості для одного циклу обробки, насипний об'єм яких становить  $X\%$  від загального об'єму ємкості;  $k$  – кількість циклів обробки, які виконуються в машині за одну годину:

$$k = \frac{60}{t_{X\%} + t_{дод.}}, \quad (8.68)$$

де  $t_{X\%}$  – час обробки однієї партії деталей завантажених до робочої ємкості, при відповідному відсотковому рівні її заповнення  $X\%$  (визначено в ході проведення експерименту);  $t_{дод.}$  – час, який витрачається на виконання додаткових підготовчих операцій (завантаження робочого масиву до ємкості

перед початком обробки, а також відвантаження відокремлених деталей та ливників з ємкості по завершенню обробки партії деталей тощо).

Згідно «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників», який використовується та затверджений на ПрАТ «Молнія», на такі додаткові підготовчі операції витрачається час в діапазоні 4 – 8 хв. Умовно приймемо, що  $t_{\text{доп}}=5$  хв, тоді вираз (8.68) матиме вигляд:

$$k = \frac{60}{t_{X\%} + 5}. \quad (8.69)$$

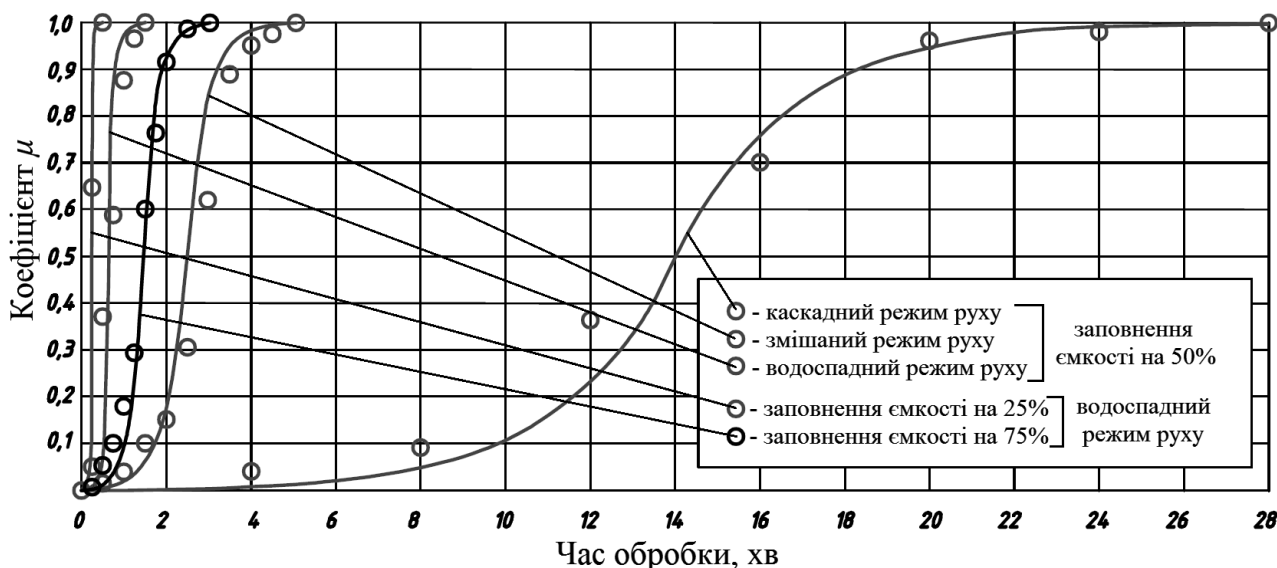


Рис. 8.9. Залежність коефіцієнту  $\mu$  від часу обробки при реалізації різних режимів руху робочого масиву та різних ступенях заповнення ємкості

Таким чином, вираз (8.66) з урахуванням рівнянь (8.67) та (8.69), матиме вигляд:

$$P_{X\%} = \frac{n_{\text{оброб}}}{t}. \quad (8.70)$$

Далі, за виразом (8.70) було розраховано продуктивність виконання технологічних операцій відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при різних ступенях заповнення ємкості робочим масивом. Результати розрахунків представлені в таблиці 8.7.

Таблиця 8.7. Результати розрахунків продуктивності виконання технологічної операції

Рівень заповнення ємкості робочим масивом, %	Кількість деталей завантажених до ємкості, шт	Час обробки, хв	Продуктивність обробки, шт/год
25%	160 шт	0,5 хв	1745 шт/год
50%	320 шт	1,5 хв	2954 шт/год
75%	480 шт	3 хв	3600 шт/год

Також, за допомогою програми *MathCAD 14* для представлених кривих на рис. 8.9 було отримано загальне рівняння, що є неелементарною функцією Лапласа та описує залежність зміни коефіцієнту  $\mu$  від часу виконання технологічної операції:

$$\mu = \frac{5,12}{t_{\max}} \int_0^t e^{-\frac{10,24}{t_{\max}}|t-0,5t_{\max}|} dt, \quad (8.71)$$

де  $t_{\max}$  – загальний час, який витрачається на всю технологічну операцію, хв;  $e$  – експонента;  $\mu$  – коефіцієнт, який характеризує відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості деталей, які були завантажені до робочої ємкості,  $t$  – час, в процесі виконання технологічної операції, хв;

Проведені експериментальні дослідження підтверджують, що рівень заповнення робочої ємкості також впливає на інтенсивність виконання технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Зі зменшенням насипного об'єму робочого масиву, завантаженого до ємкості, збільшується кінетична енергія відливки в момент їх ударної взаємодії зі стінками ємкості, в результаті технологічний процес реалізується значно швидше. Однак, якщо є значна за обсягом партія деталей, для обробки якої необхідно декілька десятків циклів роботи машини, то заповнювати ємкість на 25% не актуальне у зв'язку з тим, що продуктивність обробки усієї партії буде низькою. Значне зниження продуктивності при завантаженні ємкості менш ніж на половину від її повного об'єму пов'язане зі збільшенням часу, який витрачається на додаткові підготовчі технологічні операції відвантаження та завантаження відливок, які відбуватимуться по завершенню кожного циклу обробки партії деталей.

Таким чином, для реалізації технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників з високою продуктивністю слід заповнювати ємкість в діапазоні 50% – 75% від її загального вільного об'єму.

В залежності від рівня заповнення ємкості робочим масивом, тривалість обробки відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами варіюватиметься в діапазоні 1,5 – 3 хв. На підприємстві ПрАТ «Молнія» мінімальний час обробки відливок відповідного типу становить 30 хв. Отже, виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників з використанням обладнання, в якому робоча ємкість виконує складний просторовий рух є значно ефективнішим ніж при використанні галтувальних машин з обертальною ємкістю. Відповідно, продуктивність обробки вищезгаданих деталей, при використанні машин зі складним рухом робочої ємкості, буде в 10 разів більшою за продуктивність обробки при використанні галтувальних машин з обертальними ємкостями. Оцінка якості усіх експериментально оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

### 8.5. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині

В ході проведення експерименту [189] досліджували вплив типу металевих відливок на інтенсивність відділення від них деталей замка «блискавка». Була проведена обробка трьох типів відливок: з 2-ма закріпленими деталями-корпусами (тип Т6), з 8-ма закріпленими деталями-корпусами (тип Т4), а також 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами (тип Т6, П10), оскільки саме на обробку перших двох типів відливок на ПрАТ «Молнія» витрачається однакова найменша кількість технологічного часу, а на обробку третього типу відливок – найбільша кількість часу відповідно. Фото відливок використаних в експерименті до початку обробки представлено на рис. 8.10. Обробка відливок відбувалася при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву та при завантаженні ємкості на 50% від її вільного об'єму. У розділі доведено, що при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву та при заповненні ємкості на 50% від її вільного об'єму відбувається найбільш продуктивний процес обробки металевих деталей замка «блискавка». Попередньо, встановлено взаємозв'язок між зміною режимів руху робочого масиву в середині ємкості та кутовою швидкістю ведучого валу машини.

Технічна характеристика експериментальної установки, характеристика ливникових систем, що використовувалися під час експерименту та інші необхідні дані для проведення експерименту представлені в таблиці 8.8.

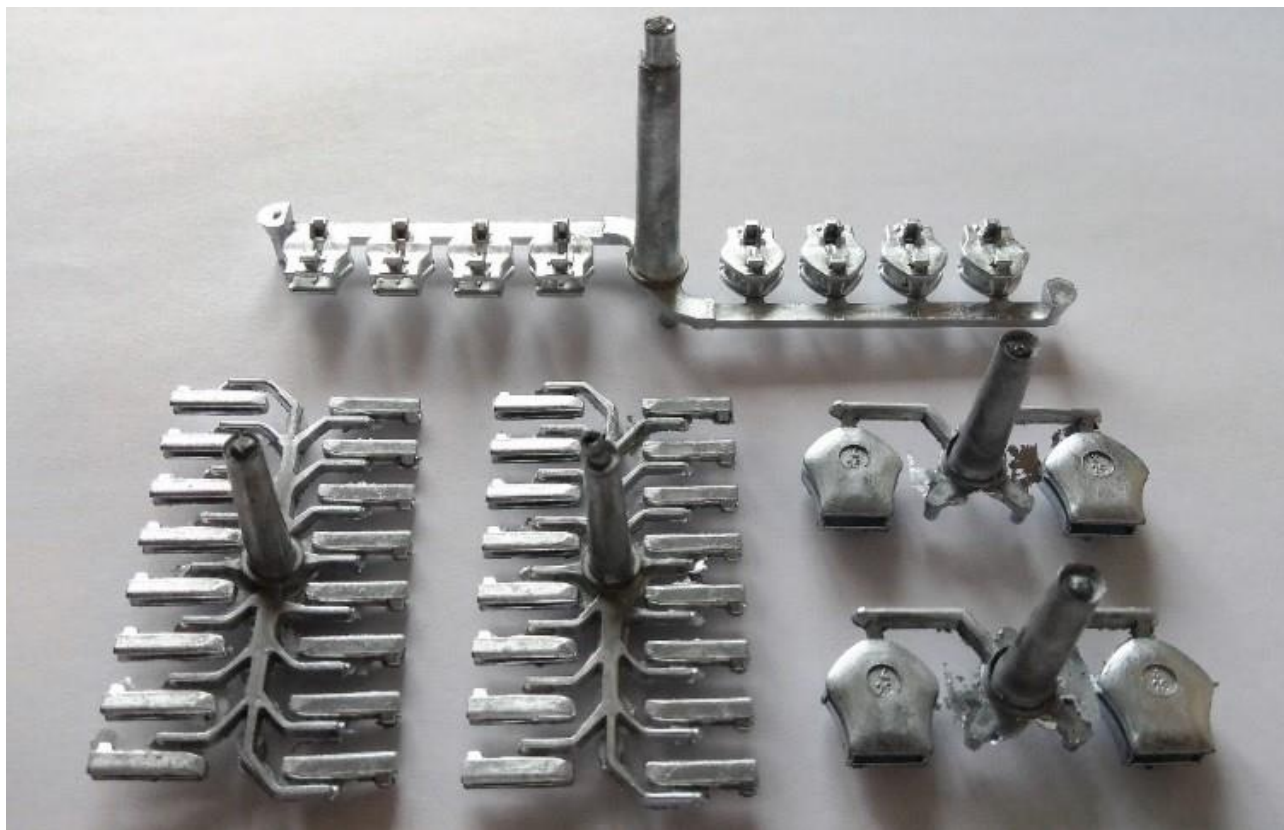


Рис. 8.10. Фото відливок використаних в експерименті до початку обробки



Методика проведення експерименту аналогічна до методики, що використана у попередньому розділі. Результати експерименту представлені в таблиці 8.9. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми *MathCAD 14*, побудовані графіки (рис. 8.11) залежності коефіцієнту  $\mu$ , що характеризує відношення кількості оброблених (відділених від ливників) деталей та необроблених деталей в робочому масиві, у відсотках від часу обробки для різних типів відливок. Коефіцієнт  $\mu$  чисельно характеризує інтенсивність обробки деталей в машині.

Таблиця 8.8.

*Технічна характеристика експериментальної установки та відливок*

<b>Характеристика експериментальної установки</b>		
1.	Форма робочої ємкості	циліндрична
2.	Об'єм робочої ємкості	$V=0,0088 \text{ м}^3$ (8,8 л)
3.	Кутова швидкість (частота обертання) ведучого валу машини	$\omega_{ведуч} = 6,8 \text{ с}^{-1}$ ( $n_{ведуч} = 65 \text{ хв}^{-1}$ )
<b>Характеристика відливок</b>		
1.	Назва матеріалу з якого отримано відливки	«ЦАМ 4-1», ГОСТ 25140-93 ГОСТ 19424-74
3.	Об'єм заповнення робочої ємкості у % на початку процесу обробки	$V_{Поч.роб.} = 50\%$
4.	Кількість відливок, що завантажені до ємкості при її заповненні на 50%:	
	Відливка з 2-ма закріпленими деталями-корпусами	$Z_{2.загал.50\%} = 320 \text{ шт}$
	Відливка з 8-ма закріпленими деталями-корпусами	$Z_{8.загал.50\%} = 65 \text{ шт}$
	Відливка з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами	$Z_{16.загал.50\%} = 105 \text{ шт}$
7.	Маса однієї відливки	
	Відливка з 2-ма закріпленими деталями-корпусами	$m_2 = 0,013 \text{ кг}$
	Відливка з 8-ма закріпленими деталями-корпусами	$m_8 = 0,036 \text{ кг}$
	Відливка з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами	$m_{16} = 0,014 \text{ кг}$

За результатами експерименту найменше часу було витрачено на обробку відливок з 8-ма закріпленими деталями-корпусами. Така обробка відбулася майже миттєво, вже через 0,75 хв усі деталі були відокремлені від ливників. Фото металевих деталей-корпусів замка «блискавка», після відділення від ливників, очищення від облою та заусенцій представлено на рис. 8.12 а. Трохи повільніше відбулася обробка відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами. На відокремлення таких деталей від ливників знадобилося 1,5 хв технологічного часу. Фото деталей даного типу представлено на рис. 8.12 б. Оцінка якості обох типів деталей була проведена на ПрАТ «Молнія» та

показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

Таблиця 8.10.

Результати експерименту

Час $t$ , хв	Коефіцієнт $\mu$		
	Відливка з 16-ма закріпленими детелями-фіксаторами	Відливка з 2-ма закріпленими детелями-корпусами	Відливка з 8-ма закріпленими детелями-корпусами
0	0	0	0
0,25	-----	0,05	0,71
0,5	-----	0,37	0,91
0,75	-----	0,58	1
1	0,01	0,87	-----
1,25	-----	0,96	-----
1,5	-----	1	-----
2	0,1	-----	-----
3	0,25	-----	-----
4	-----	-----	-----
5	0,69	-----	-----
6	0,77	-----	-----
7	0,89	-----	-----
8	0,92	-----	-----
9	0,97	-----	-----
10	1	-----	-----

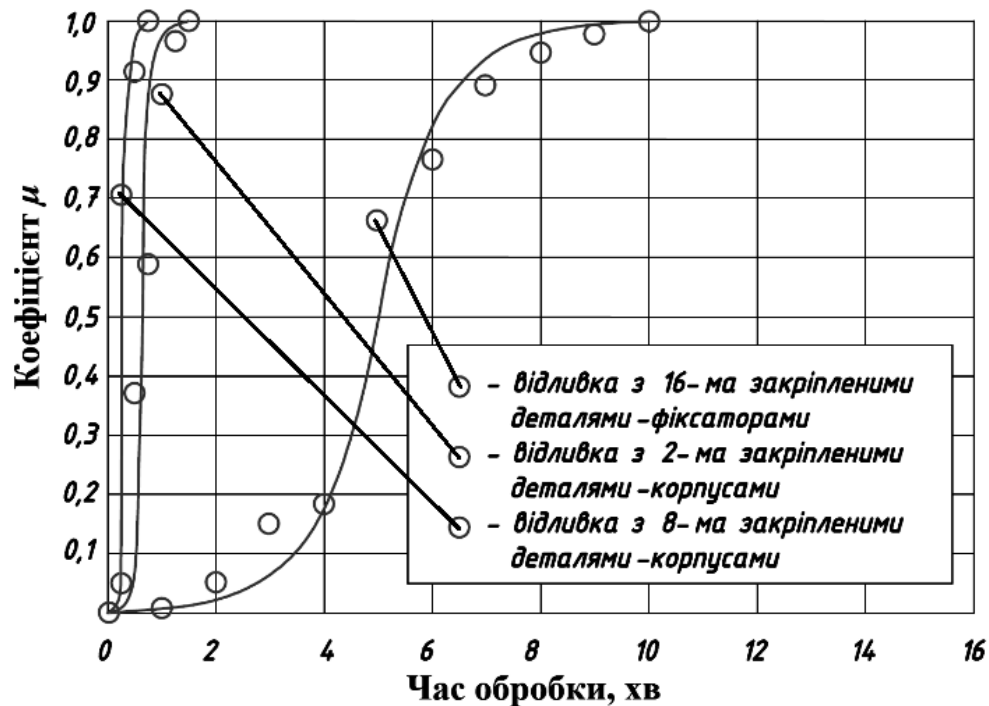


Рис. 8.11. Залежність коефіцієнту  $\mu$  від часу обробки при обробці відливок різного типу

Дослідження підтверджують, що обробка металевих відливок із закріпленими деталями-корпусами в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості виконується в 13 – 26 разів швидше ніж на галтувальному обладнанні «Optilon», яке використовується на підприємстві ПрАТ «Молнія». Окрім того, на обробку відливок типу Т6 та типу Т4 потрібно різний час.

Обробка відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами відбувалася найдовше. Лише через 10 хв від початку обробки усі деталі були відділені від ливників. Однак, незважаючи на це, завершеним процес обробки вважати не можна було. Відокремлені деталі не були придатними для реалізації в подальших етапах технологічного процесу виготовлення замка «блискавка». На переважній більшості відокремлених деталей були наявними залишки облою та значні за розміром заусенції (рис. 3 в). Таким чином, усі відокремлені деталі потребували продовження виконання галтувальної операції до їх повного очищення від залишків облою та заусенцій.

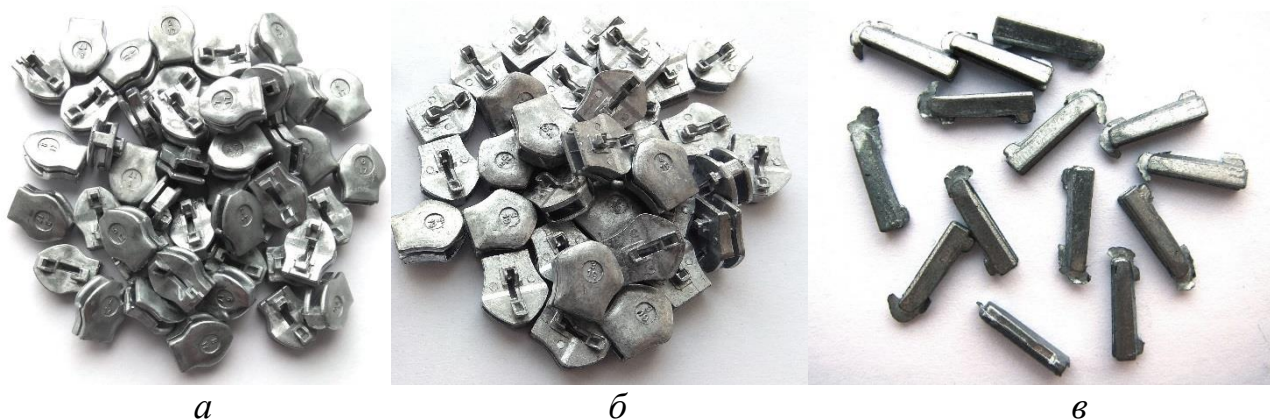


Рис. 8.12. Металеві деталі замка «блискавка», що відокремлені від ливників

Таким чином, було продовжено виконання технологічної операції. Відокремлені фіксатори разом з ливниками продовжували піддавати об'ємній галтувальній обробці. На повне очищення деталей від облою та заусенцій знадобилося ще 10 хвилин технологічного часу. Фото оброблених фіксаторів замка «блискавка» представлено на рис. 8.13. Таким чином, на виконання повної галтувальної технологічної операції по обробці відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами у машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух необхідно приблизно 20 хв. Оцінка якості даних деталей, яка проведена на ПрАТ «Молнія» також показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.



Рис. 8.13. Фіксатори замка «блискавка», які пройшли повний цикл обробки в машині зі складним просторовим рухом ємкості

Незважаючи на це, час обробки відливок із закріпленими деталями-фіксаторами в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості виконується в 6 разів швидше ніж на галтувальному обладнанні «Optilon», яке використовується на підприємстві ПрАТ «Молнія».

Таким чином, отримане рівняння для розрахунку мінімально необхідного часу  $t_{x.min}$ , [хв], який витрачається на виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості необхідно доповнити відповідним коефіцієнтом  $\tau$ , який враховує додаткові витрати часу на повне очищення деталей від облою та заусенцій:

$$t_{x.min} = \frac{1,6 \cdot S_{ПП.х.загал} \cdot g \cdot z_{х.загал} \cdot S_x \cdot \tau}{m_x \cdot l_y (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_y \cdot \pi^2 \cdot n_{вед.в}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \eta f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{вед.в}} + \frac{2}{n_{вед.в}}, [хв], \quad (8.72)$$

де  $S_{ПП.х.заг.}$  – загальна площа поперечного перерізу ливникової системи у місцях з'єднання деталей з ливником, [мм<sup>2</sup>];  $g$  – прискорення вільного падіння, [мс<sup>-2</sup>];  $z_{х.загал.}$  – загальна кількість ливникових систем відповідного типу, що завантажені до робочої ємкості;  $S_x$  – площа поверхні, яку займає ливникова система відповідного типу на опорній поверхні, [м<sup>2</sup>];  $m_x$  – маса однієї ливникової системи, [кг];  $V_{Поч.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості на початку процесу обробки, [%];  $V_{Кін.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємкості в кінці процесу обробки, [%];  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей;  $l_y$  – довжина робочої ємкості, [м];  $n_{вед.в}$  – частота обертання ведучого валу машини, при якій буде виконуватися технологічна операція, [хв<sup>-1</sup>];  $\eta$  – коефіцієнт відповідності режиму руху робочого масиву;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання робочого масиву по внутрішній поверхні робочої ємкості ( $f=0,38$ );  $R$  – радіус торця робочої ємкості, [м];  $\tau$  – коефіцієнт, який враховує додаткові витрати часу на повне очищення деталей від облою та заусенцій.

Коефіцієнт  $\tau$  буде може бути різним для відливок різного типу. Для відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами коефіцієнт  $\tau=2$ .

Також, за допомогою програми *MathCAD 14* для представлених кривих на рис. 8.11 було отримано відповідні рівняння функцій, що описують залежність зміни коефіцієнту  $\mu$  від часу виконання технологічної операції для трьох типів ливникових систем.

Для відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами:

$$\mu = 3,42 \int_0^t e^{-6,83|t-0,75|} dt. \quad (8.73)$$

Для відливок з 8-ма закріпленими деталями-корпусами:

$$\mu = 6,83 \int_0^t e^{-13,65|t-0,38|} dt. \quad (8.74)$$

Для відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами:

$$\mu = 0,51 \int_0^t e^{-1,02|t-5|} dt. \quad (8.75)$$

де  $t$  – час виконання технологічної операції, хв;  $e$  – експонента;  $\mu$  – коефіцієнт, яких характеризував відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості деталей, які були завантажені до робочої ємкості.

Проведені експериментальні дослідження показали, що для обробки різних типів металевих відливок необхідно різний час виконання технологічної операції. В залежності від типу відливок тривалість їх варіюватиметься в діапазоні 0,75 – 20 хв. На підприємстві ПрАТ «Молнія» тривалість обробки відливок таких типів варіюється в межах 20 – 120 хв. Отже, виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників з використанням обладнання, в якому робоча ємкість виконує складний просторовий рух є значно ефективнішим та продуктивнішим ніж при використанні галтувальних машин з обертальною гранованою ємкістю. Оцінка якості усіх експериментально оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

### **Висновки до 8-го розділу.**

1. Досліджено процес відділення металевих деталей замка «блискавка» в машині, робоча ємкість якої виконує складний просторовий рух, для визначення необхідної кутової швидкості ведучого валу машини.

2. Отримані математичні залежності для розрахунку кутової швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємкості для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників.

3. Експериментально досліджено вплив зміни механічної енергії металевих деталей замка «блискавка» на інтенсивність відділення їх від ливників на основі реалізації їх ударної взаємодії з опорною поверхнею.

4. Отримано вираз для розрахунку кількості ударних взаємодій металевих відливок замка «блискавка», необхідних для відділення всіх деталей відповідного типу.

5. Встановлено взаємозв'язок між кінетичною енергією, необхідною для відділення деталей відливок замка «блискавка», в момент зіткнення з твердою поверхнею та загальною площею поперечного перерізу ливникової системи.

6. Визначено залежність між кількістю взаємодій відливок замка «блискавка» з твердою поверхнею, необхідною для відділення деталей, енергією взаємодії та параметрами відливки.

7. Аналітично досліджено фактори, які впливають на зміну інтенсивності виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Зокрема, встановлено взаємозв'язок між масою та геометричною формою відливок, кількістю взаємодій відливок з твердою поверхнею, конструктивними особливостями галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості, значенням частоти обертання ведучого валу машини, рівнем заповнення робочої ємкості робочим масивом та часом, що витрачається на реалізацію відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників.

8. Отримані математичні залежності для розрахунку часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Досліджено вплив режимів руху робочого масиву на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Експериментально встановлено, що найінтенсивніше відділення деталей від ливників відбувається при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву.

9. Досліджено вплив об'єму заповнення ємкості на інтенсивність та продуктивність при виконанні даної технологічної операції. Експериментально встановлено раціональний рівень заповнення робочої ємкості робочим масивом, який має бути в діапазоні 50% – 75% від її загального вільного об'єму.

10. Встановлено, що для виконання технологічних операцій відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, обладнання, в якому робоча ємкість виконує складний просторовий рух, є значно ефективнішим за обладнання з обертовим гранованим барабаном. Продуктивність при обробці металевих деталей з використанням машин зі складним рухом робочої ємкості, може бути в 10 разів більшою за продуктивність при обробці деталей з використанням галтувальних машин з обертовими ємкостями.

## РОЗДІЛ 9. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР НА ПРОЦЕС ОБРОБКИ ТЕРМОПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

### 9.1. Дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів, визначення температури їх крихкості

Відділення деталей від ливників у галтувальному обладнанні [190] (галтувальні барабани, планетарно-відцентрові машини, машини зі складним просторовим рухом ємкостей тощо) реалізується за рахунок зіткнення рухомих деталей між собою, зі стінками ємкості та з частками наповнювача (якщо він використовується). Така обробка ефективна, коли деталі виготовлені з крихких матеріалів, які легко руйнуються при ударній взаємодії.

Деталі, виготовлені з полімерних матеріалів, також можуть успішно оброблятися в галтувальному обладнанні за умови охолодження до стану крихкого руйнування [191]. Стан крихкого руйнування полімери досягають при охолодженні до температури крихкості. Зниження до температури крихкості полімерів призводить до унеможливлення виникнення високоеластичних деформацій, полімер руйнується як крихке тіло при відносно незначній величині деформації (<10%) [192].

Товщина та маса облоя, задирок, ливників незначні в порівнянні з самим виробом, тому при охолодженні ці елементи найкраще промерзають та досягають крихкого стану за більш короткий проміжок часу ніж сам виріб і при подальшій механічній обробці в галтувальних барабанах легко видаляються з поверхні деталей, не пошкоджуючи їх. Для успішного застосування цього методу обробки в легкій промисловості необхідно володіти інформацією щодо ряду фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів в середовищі низьких температур, зокрема знати: температуру крихкості матеріалу; енергію удару, необхідну для руйнування облоя; тривалість промерзання облоя і деталі до заданої температури.

Дослідження проводили на експериментальній установці, кінематична схема якої представлена на рис. 9.1. Установка складається зі столу 1, на якому встановлено посудину Дьюара 2 з рідким азотом, механізм опускання зразка, що складається з опори, що містить направляючу втулку 3, штока 4 із затискачем. Шток підпружинений та утримується в піднятому стані фіксатором 5, з'єднаним з мікрровимикачем 6. На столі встановлено ударний механізм, який включає ударник 7 з бойком, корпус 8, ударну пружину 9, фіксатор 10 та електромагніт 11. Ударний механізм змонтований на столі за допомогою регульованої опори 12.

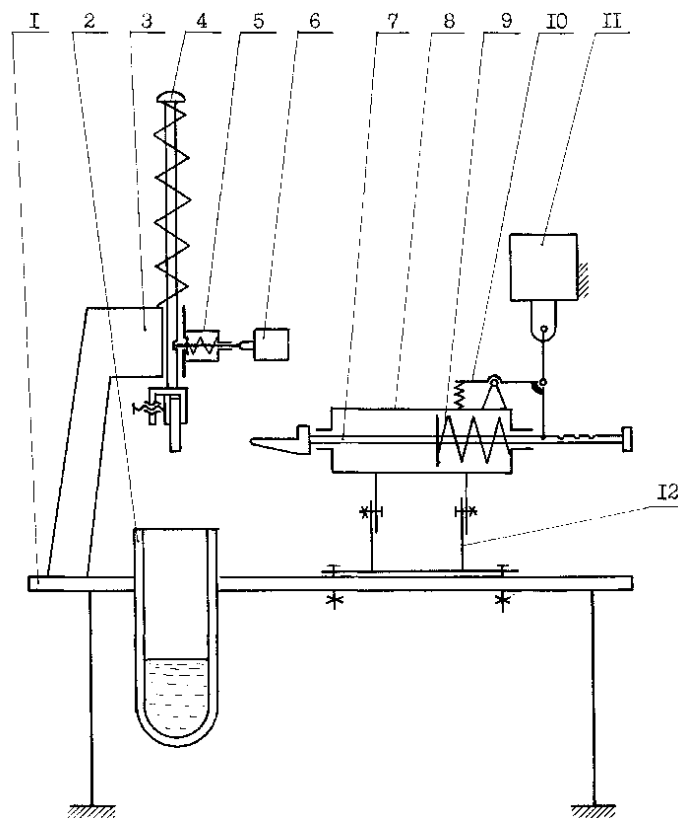


Рис. 9.1. Кінематична схема експериментальної установки для дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів в середовищі низьких температур

При проведенні досліджень температуру в зоні охолодження виміряли за допомогою спеціально виготовлених термопар мідь-константан. Градування термопар виконували відомими методами [133]. Вимірювання здійснювали мілівольтметром з цифровою індикацією.

Досліджували наступні полімерні матеріали: гуму стироніп ОСТ 17-226-73; пористий поліуретан фірми «Hansman» (рідке формування); монолітний поліуретан «Avalon» фірми «Hansman» (рідке формування); термопластичний монолітний поліуретан «Elastolan» фірми «Elastogran» (BASF) (лиття під тиском); 50% суміш первинного і вторинного поліетилену високого тиску ТУ 6-05-1853-78; поліамід вторинний ТУ 6-13-88.

Температуру крихкості зразків визначали за стандартною методикою [192]. Розміри зразків: довжина –  $25 \pm 0,5$  мм, ширина –  $6,5 \pm 0,3$  мм, товщина –  $2 \pm 0,3$  мм. Для однієї серії дослідів відбирали 10–15 однакових зразків. Дослідження проводилися в наступній послідовності: посудину Дьюара заповнювали рідким азотом, зразок закріплювався в затискачу установки так, щоб забезпечувалася його нерухомість, але не створювалася надмірна концентрація напружень сильним стисненням. Потім він опускався в посудину з рідким азотом до рівня, на якому досягалася необхідна температура. Охолодження вироблялося упродовж 7 хвилин. При цьому коливання температури не перевищували  $\pm 1^\circ$  С. Регулювання температури досягалося шляхом переміщення вгору або вниз штока із закріпленим зразком і термопарою, яка реєструвала температуру в зоні охолодження. Через 7 хвилин



зразок піднімався в крайнє верхнє положення, після чого по ньому виконувався механічний удар бойком. Якщо зразок зберігав цілісність, його заміняли та наступний досліджували аналогічним шляхом при температурі на  $10^{\circ}\text{C}$  нижче за первинну. У разі руйнування зразка температуру підвищували приблизно на  $10^{\circ}\text{C}$ . Тим самим встановлювали інтервал температури крихкості. Потім визначали шукане значення температури, досліджуючи кожен раз нові зразки, послідовно зменшуючи на  $3^{\circ} - 5^{\circ}\text{C}$  інтервал температур. Температуру крихкості встановлювали з точністю  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ . При температурі рівній температурі крихкості досліджували ще два зразка. Результатом випробування вважали найвищу температуру, при якій обидва зразки ставали крихкими. Результати випробувань полімерних матеріалів з визначення температури крихкості представлені в таблиці 9.1.

Для виявлення енергії руйнування заморожених зразків було проведено калібрування ударного механізму установки. Пружина ударного механізму мала 14 положень в зведеному (стисненому) стані, які відповідають різним енергіям руйнування. Деформація могла змінюватися в діапазоні  $X_{np} = (1..14) \cdot 10^{-2}\text{ м}$  з інтервалом в  $1 \cdot 10^{-2}\text{ м}$ . Енергію деформованої пружини розраховували за допомогою виразу:

$$E = \int_{X_0}^{X_k} k_{np} X dX, \quad (9.1)$$

де  $k_{np}$  – жорсткість пружини;  $X$  – величина деформації пружини.

Таблиця 9.1

№	Матеріал	Тем-ра кр-сті, $^{\circ}\text{C}$
1	Гума стироніп ОСТ 17-226—73	— 110
2	Пористий поліуретан (рідке формування)	— 55
3	Монолітний поліуретан (рідке формування)	— 105
4	Термопластичний монолітний поліуретан (лиття під тиском)	— 105
5	50%-ва суміш первинного і вторинного поліетилену високого тиску ТУ 6-05-1853-78	— 113
6	Поліамід вторинний ТУ 6-13-3—88	— 43

Величина деформації пружини у зведеному стані:

$$X_k = X_0 + X_{np}, \quad (9.2)$$

де  $X_{np}$  – величина деформації при зведенні пружини;  $X_0 = 15 \cdot 10^{-3}\text{ м}$  – величина попередньої деформації пружини.

Енергія деформованої пружини ударного механізму змінювалася в межах  $E_{np} = 0,04 \dots 2,3\text{ Дж}$ . Швидкість деформації пружини визначається за формулою [191]:

$$V_n = \sqrt{\frac{2E_{np}}{m_{\delta}}} \quad (9.3)$$

де  $m_{\delta} = 0,237\text{ кг}$  – маса бойка.

Калібрувальні параметри ударного механізму експериментальної установки представлені в таблиці 9.2.

Таблиця 9.2

$X_{np}$ 10 <sup>2</sup> м	$X_k$ 10 <sup>2</sup> м	$E_{np}$ , Дж	$V_n$ , м/с
1	2,5	0,038	0,5
2	3,5	0,095	0,90
3	4,5	0,171	1,20
4	5,5	0,266	1,50
5	6,5	0,380	1,79
6	7,5	0,513	2,08
7	8,5	0,665	2,37
8	9,5	0,836	2,66
9	10,5	1,026	2,94
10	11,5	1,235	3,23
11	12,5	1,436	3,51
12	13,5	1,710	3,80
13	14,5	1,976	4,08
14	15,5	2,26	4,36

Випробування проводили зі зразками різної товщини. Були підготовлені пластинки (з усіх досліджуваних матеріалів) наступних геометричних розмірів: товщина  $\delta_{об} = (1; 2; 3; 5) \cdot 10^{-3}$  м, ширина  $b_{об} = 4 \cdot 10^{-3}$  м.

Для різних зразків в процесі експерименту було визначено енергію їх руйнування при охолодженні до температури крихкості за мінімальної деформації ударної пружини, достатньої для руйнування зразка.

Випробування проводилися в наступним чином: зразок закріплювали в затискачі установки, забезпечуючи його нерухомість, але не створюючи надмірної концентрації напружень сильним стисненням. Потім його опускали в посудину з рідким азотом до досягнення температури, що відповідає температурі крихкості матеріалу зразка. Охолоджували упродовж 7 хвилин. При цьому, коливання температури не перевищували  $\pm 1^\circ$  С. Ударний механізм зводився до середнього положення. Регулювання температури охолодження досягалося переміщенням штока вгору або вниз. Після закінчення 7 хвилин зразок піднімали в крайнє верхнє положення, спрацьовував ударний механізм, здійснюючи удар по зразком. Якщо зразок зберігав цілісність, його заміняли на наступний і випробування повторювали, збільшивши стиснення ударної пружини. Таким чином, визначали мінімальну ступінь стиснення ударної пружини, при якому енергії було достатньо для руйнування зразка. Результатом випробувань вважали найменше значення стиснення ударної пружини, при якому відбувалося руйнування зразка.

Розкид механічних властивостей зразків полімерів виявився достатньо значний (наприклад, для зразків поліаміду товщиною  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м енергія руйнування коливалася в межах 0,84...1,24 Дж, для зразків поліетилену товщиною  $2 \cdot 10^{-3}$  м - 0,50...0,84 Дж), тому була проведена статистична обробка

та апроксимація отриманих результатів досліджень. Залежність енергії руйнування зразків від їх товщини для різних полімерних матеріалів описується наступними емпіричними рівняннями:

- поліамід вторинний:

$$E_{np} = 78,75 \delta_{об}; \quad (9.4)$$

- термопластичний монолітний поліуретан (лиття під тиском):

$$E_{np} = 56,19 \delta_{об}; \quad (9.5)$$

- монолітний поліуретан (рідке формування):

$$E_{np} = 46,15 \delta_{об}; \quad (9.6)$$

- суміш первинного і вторинного поліетилену високого тиску:

$$E_{np} = 35,92 \delta_{об}; \quad (9.7)$$

- пористий поліуретан (рідке формування):

$$E_{np} = 17,12 \delta_{об}; \quad (9.8)$$

- гума "стироніпу":

$$E_{np} = 15,42 \delta_{об}. \quad (9.9)$$

В результаті побудовані графічні залежності енергії руйнування зразків від їх товщини для різних полімерних матеріалів (рис. 9.2). На рис. 9.2: 1 – поліамід вторинний; 2 – термопластичний монолітний поліуретан (лиття під тиском); 3 – монолітний поліуретан (рідке формування); 4 – суміш первинного і вторинного поліетилену високого тиску; 5 – пористий поліуретан (рідке формування); 6 – гума «стироніп».

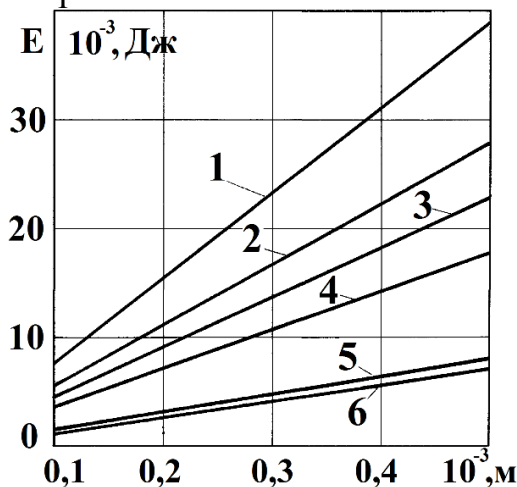


Рис. 9.2. Залежність енергії руйнування  $E_{np}$  полімерних матеріалів від їх товщини  $\delta_{об}$

Таким чином, отримані дані будуть корисні при виконанні оздоблювально-зачисної обробки в середовищі низьких температур деталей, відформованих з полімерів, які широко застосовуються у легкій промисловості.

## 9.2. Дослідження тривалості промерзання

Тривалість повного промерзання зразків досліджували на двох полімерних матеріалах: гумі стироніпу (ОСТ 17-226 – 73) і пористому поліуретані (рідке формування). Були обрані зразки товщиною  $10^{-2}$  м та площиною  $2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>. Вони мали по своїх боках облой товщиною  $(0,4...0,5) \cdot 10^{-3}$

м. Маса гумового зразка становила  $25 \cdot 10^{-3}$  кг, поліуретанового –  $12 \cdot 10^{-3}$  кг. Зразки були оснащені термопарами, які встановлювалися в наступних місцях (рис. 5.3): термопара 1 – облой; термопара 2 – відстань  $10^{-3}$  м від нижньої поверхні зразка; термопара 3 – відстань  $2 \cdot 10^{-3}$  м від нижньої поверхні зразка; термопара 4 – середина зразка,  $5 \cdot 10^{-3}$  м від поверхні.

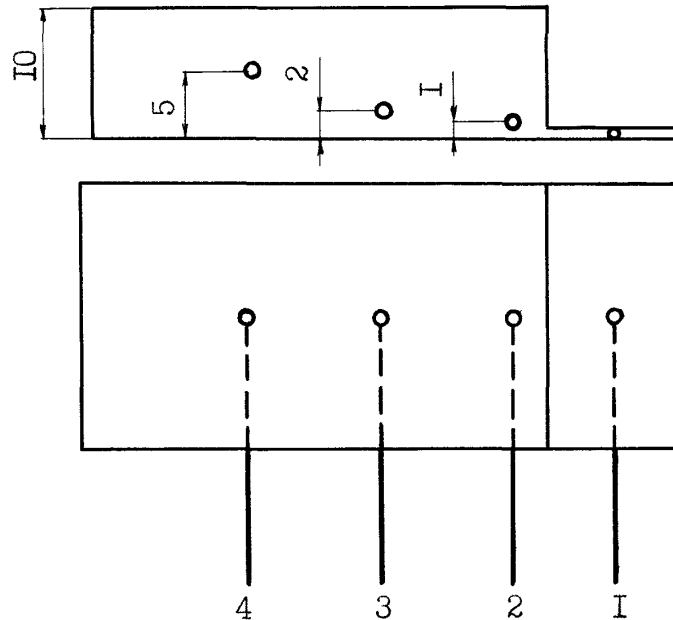


Рис. 9.3. Схема розташування термопар у зразку досліджуваного матеріалу

Експеримент виконувався на експериментальній установці, кінематична схема якої представлена на рис. 9.1.

Експеримент проводився в такий спосіб. Зразок, оснащений термопарами закріплювався в затискачі штока. Шток плавно опускався в зону охолодження. Час опускання становив 30 секунд. Витримка зразка в зоні охолодження проводилася до температури  $-100^{\circ}$  С. Після повного промерзання зразка шток піднімався у вихідне положення.

Температура облоя і матеріалу зразка вимірювалася за допомогою термопар мідь-константан. Для вимірювань були відібрані чотири термопари з найменшим розкидом показань. Термопари підключалися до дванадцятиканального самописного потенціометра КСП-4.

Термопари були встановлені в тілі зразків, у каналах. Канали з термопарами були ущільнені і герметизувалися відповідно до існуючих рекомендацій.

У результаті проведених експериментів отримано залежності, що показують зміну температури матеріалу в різних точках зразків в залежності від часу охолодження (рис. 9.4). Криві 1, 2, 3, 4 на рисунках 3 а і 3 б показують зміну температури в різних точках зразків, що відповідають місцям установки термопар з тими ж номерами.

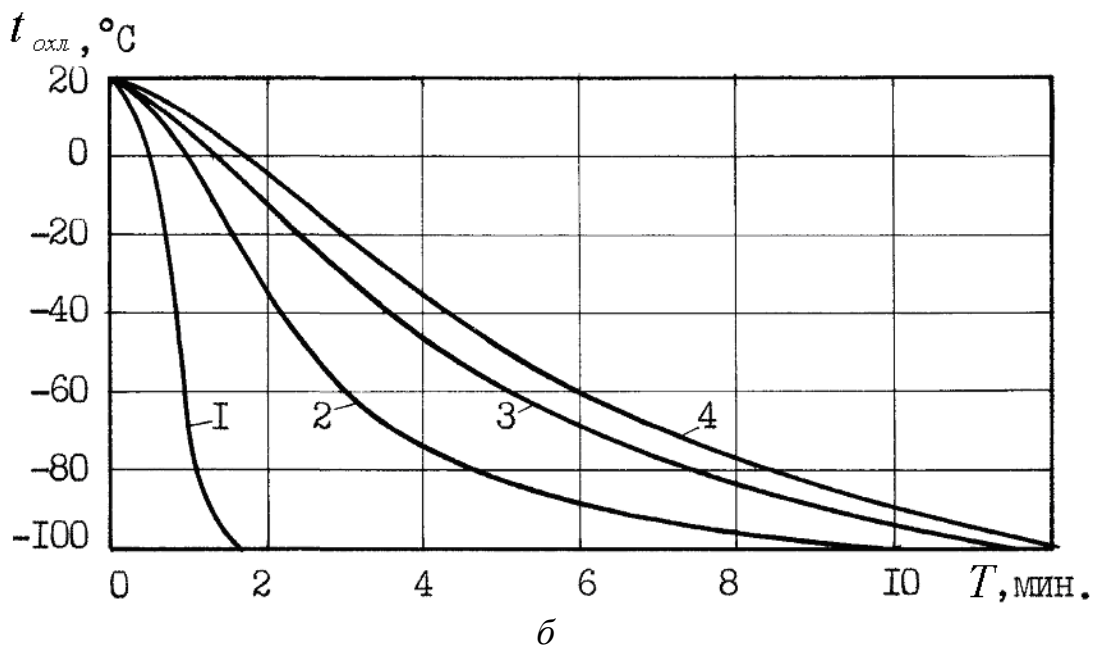
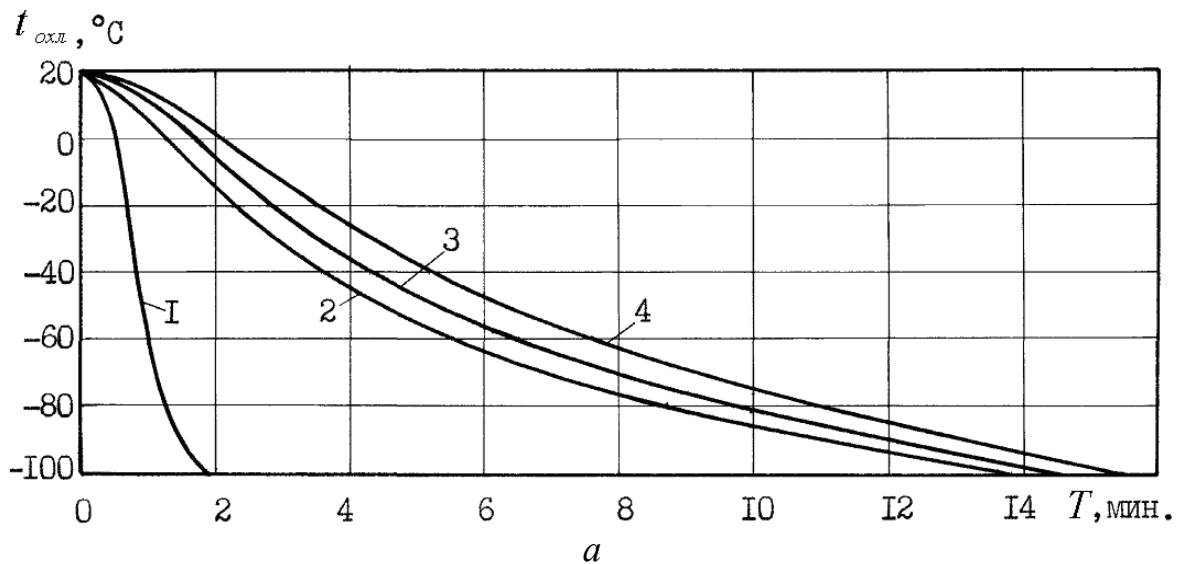


Рис. 5.4. Залежність температури  $t_{oxl}$  в різних точках зразка від тривалості його охолодження  $T$ : а - гума «стіраніп»; б - пористий поліуретан

Аналіз отриманих залежностей показує, що тривалість промерзання облоя товщиною  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м до температури  $-100^\circ \text{C}$  становить (з урахуванням часу опускання зразка в зону охолодження):

- гуми «стіраніп» – 2 хвилини;
- пористого поліуретану – 1,5 хвилини.

Промерзання всього зразка до температури  $-100^\circ \text{C}$  відбувається упродовж наступних проміжків часу:

- гума «стіраніп» – 15 хвилин;
- пористий поліуретан – 12 хвилин.

Температура матеріалу в різних точках зразків при досягненні облоєм температури  $-100^\circ \text{C}$  вказана в таблиці 5.3.

Таблиця 9.3

№	Місце розташування термопари	Зразок із гуми	Зразок із поліуретану
1	облой	-100°C	-100°C
2	Відстань від нижньої поверхні зразка 1·10 <sup>-3</sup> мм	-10°C	-26°C
3	Відстань від нижньої поверхні зразка 2·10 <sup>-3</sup> мм	0°C	-10°C
4	середина зразка	5°C	0°C

Таким чином, отримані дані дозволяють проводити ефективну оздоблювально-зачисну обробку в середовищі низьких температур деталей, відформованих з полімерів, широко застосовуваних у легкій промисловості.

### 9.3. Експериментальне дослідження зачистки полімерних деталей в середовищі низьких температур

В експериментальній планетарно-відцентрової машині з перпендикулярними осями обертання барабана і водила обробляли деталі з полімерних матеріалів. Для експерименту використовували деталі (каблуки, задники, вставки в каблучки) з поліетилену і вторинного поліаміду (рис. 9.5), отримані литтям під тиском і оброблені в середовищі низьких температур. Деталі охолоджували в барабані установки за допомогою рідкого азоту, який подавався безпосередньо в барабан, до температури крихкості даного матеріалу (поліетилен: - 113 ° С; поліамід: - 43 ° С). Температуру в барабані контролювали за допомогою термопари мідь-константан. В якості наповнювача використовували сталеві поліровані кулі діаметром 4-5 мм, які забезпечували в даній установці необхідну енергію удару (20·10<sup>-3</sup> Дж) для видалення облоя товщиною до 0,5 мм. Барабан заповнювався робочим середовищем до 50% свого об'єму.

В процесі експерименту визначали час до повного видалення ливників та облоя з поверхні деталей. Відповідно до технологічного регламенту, що застосовуються у виробництві, допускалося наявність на поверхні слідів від ливників та облоя висотою до 0,5 мм.

Оброблювані деталі поміщали в барабан установки і охолоджували упродовж 1,5-2 хв (відповідно до отриманих даних) до повного промерзання облоя. Потім установку приводили в дію і відбувалося видалення облоя і ливників.

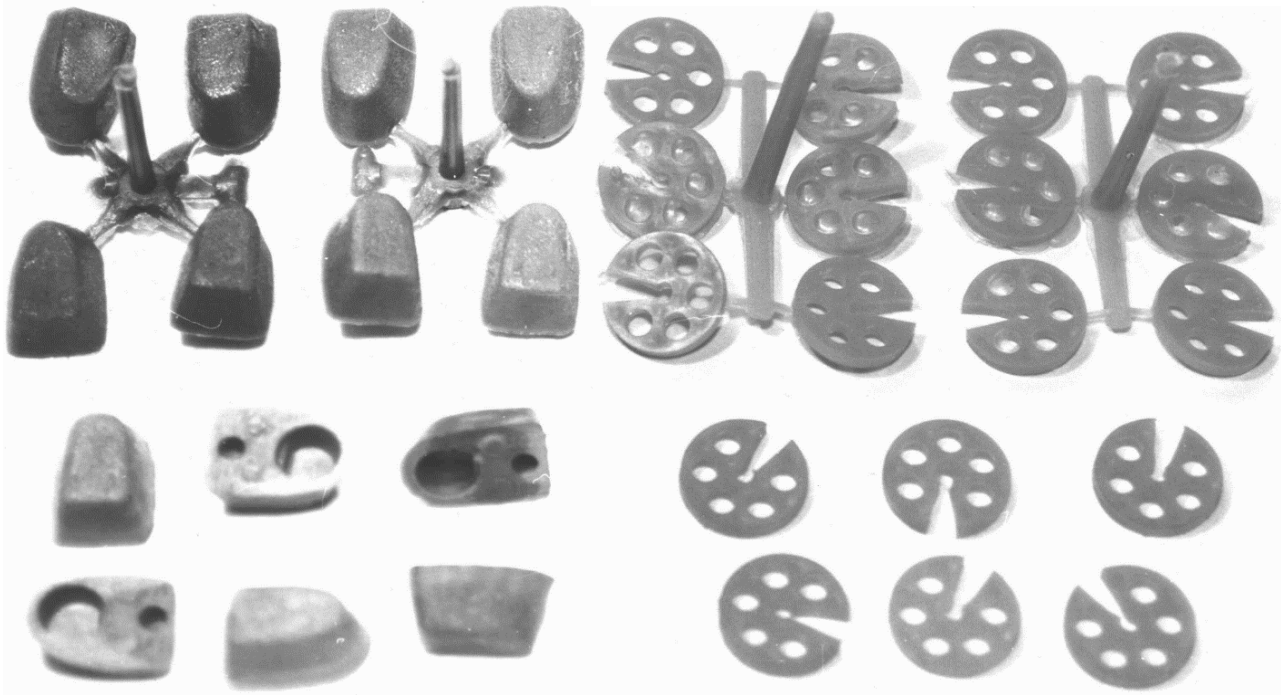


Рис. 9.5. Деталі взуття, виготовлені з поліаміду і поліетилену до і після обробки в установці.

Отримані дані показують, що тривалість обробки деталей знаходиться в межах 1-5 хв. Таким чином, весь технологічний цикл становив 3-7 хв. В процесі проведення технологічної операції не спостерігалось пошкоджень поверхні деталей, забезпечувалася висока якість обробки.

### Висновки до 9-го розділу

1. Експериментально визначена температура крихкості досліджуваних матеріалів легкої промисловості (гума «стироніп», пористий та монолітний поліуретани, поліетилен високого тиску, вторинний поліамід). Температура крихкості знаходиться в діапазоні  $-43 - -113^{\circ}\text{C}$  та визначає температурний режим обробки деталей, виготовлених з цих полімерних матеріалів.

2. Доведено, що енергія ударної дії на облой, що забезпечує його видалення, повинна бути в межах  $5 \cdot 10^{-3} - 39 \cdot 10^{-3}$  Дж і залежить від матеріалу та товщини ділянок, які підлягають видаленню.

3. Визначено час охолодження деталей до повного промерзання облой, який становить 1...1,5 хв.

4. Проведено експериментальні дослідження зачистки полімерних деталей в середовищі низьких температур з використанням планетарно-відцентрової машини з перпендикулярними осями обертання барабана і водила. Отримані дані показують, що тривалість обробки деталей знаходиться в межах 1-5 хв, а весь технологічний цикл становив 3-7 хв.

3. Отримані дані є вихідними при створенні технологічних процесів і обладнання для видалення облой, ливників і задилок із деталей з полімерних матеріалів в середовищі низьких температур. Проведені експерименти показали ефективність процесів оздоблювально-зачищувальної обробки деталей з полімерних матеріалів в середовищі низьких температур.

## 10. ПЕРСПЕКТИВНІ ТИПИ ОБЛАДНАННЯ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ШЛІФУВАННЯ ТА ПОЛІРУВАННЯ ДРІБНИХ ПОЛІМЕРНИХ ДЕТАЛЕЙ

### 10.1. Конструкції машин, в яких відсутні надлишкові зв'язки

З робіт різних авторів [54 – 59, 62], а також частини 2.1 відомо, що конструкція машини зі складним рухом робочої ємкості являє собою просторовий шестиланковий механізм, ступінь рухомості якого рівний нулю. Це пояснюється наявністю в ньому надлишкового зв'язку, тому механізм буде працездатним лише при чіткому забезпеченні конструктивних співвідношень довжин його ланок [193]. Крім того, відомо, що наявність надлишкового зв'язку може призвести до виходу з ладу самої машини та значно зменшує термін її експлуатації.

Таким чином, розроблено машини [194], за рахунок зміни конструкцій яких усунуто наявність надлишкового зв'язку в просторовому механізмі машини.

#### 10.1.1. Конструкція машини, в якій ведений вал виконує зворотно-поступальне переміщення

Звільнитися від дії надлишкового зв'язку можливо за рахунок введення в просторовий механізм машини додаткової рухомої ланки повзуна [195].

Машина для обробки деталей, яка представлена на рис. 10.1 – рис. 10.2, містить станину 1, розміщений в ній привод 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, котрі закріплені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно, при цьому ведучий вал 3 встановлений в підшипниковій опорі 5 нерухомо, а ведений вал 4 встановлений в підшипниковій опорі 6 з можливістю її зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 7. Підшипникова опора 6 виконує функцію повзуна, виконаного як блок 8, що кінематично з'єднаний з чотирма роликками 9, 10, 11, 12, осі обертання яких лежать у вертикальній площині та чотирма роликками 13, 14, 15, 16 (рис. 6.2) вісі обертання яких лежать у горизонтальній площині. Усі ролики перекочуються по напрямній 7. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 17 та 18 відповідно, діаметрально взаємно-перпендикулярні вісі яких 19 і 20 являються вісями кріплення робочої ємкості 21. Відстань між геометричними вісями кожної вилки 17 та 18 позначено як  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 19 і 20 робочої ємкості 21 –  $l_{PC}$ , причому відстань  $l_{PC}$  може бути більшою за відстань  $l_B$ .



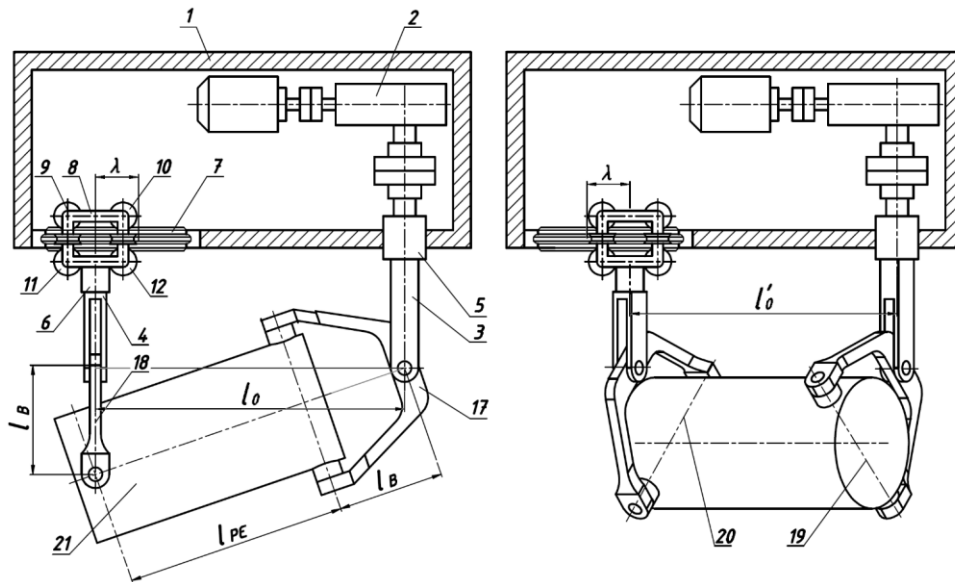


Рис. 10.1. Машина для обробки деталей, вид зверху при крайніх положеннях веденого валу

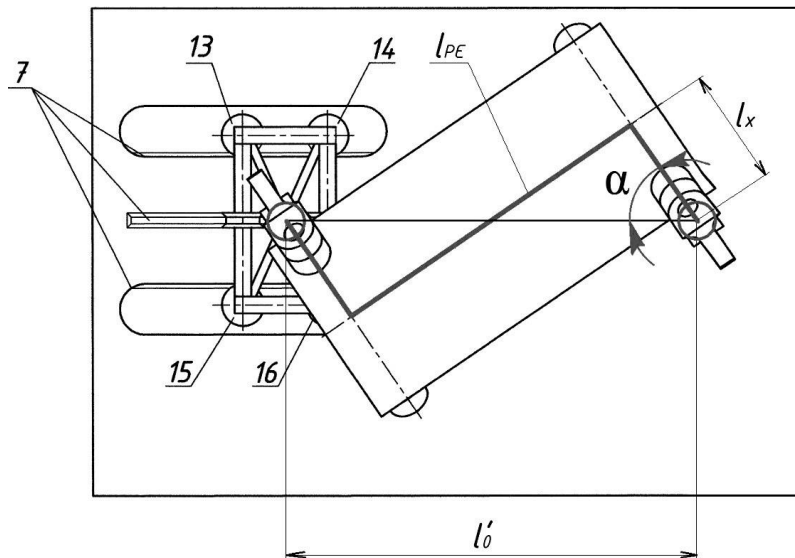


Рис. 10.2. Машина для обробки деталей, вид спереду

Машина для обробки деталей працює наступним чином. При увімкненні електродвигуна з приводом 2, розташованого в станині 1, обертальний рух передається на ведучий вал 3, встановлений в нерухомій опорі 5, який передає обертальний рух вилці 17, котра через вісь 19 обертає барабан 21. Обертальний рух барабана 21 передається через вісь 20 на вилку 18. Одночасно вилка 18 з веденим валом 4 та опорой 6, котра виконує функцію повзуна, кінематично з'єднаного з чотирма роликками 9, 10, 11, 12, та чотирма роликками 13, 14, 15, 16, виконує зворотньо-поступальний рух відносно горизонтальної напрямної 7. За один оберт ведучого валу 3, ведений вал 4, крім обертання, виконує вісім поступальних переміщень по напрямній 7. В залежності від напрямку обертання ведучого валу 3, при поступальному русі веденого валу 4 з одного крайнього положення до іншого, рух барабану (за рахунок дії сили тяжіння)

різко прискорюється, при цьому його зміст інтенсивно встряхується, що сприяє як обробці деталей.

Якщо довжина міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$  буде перевищувати міжосьову відстань вилки  $l_B$ , ведений вал машини виконуватиме зворотно-поступальне переміщення. Зі збільшенням міжосьової довжини робочої ємкості збільшуватиметься й амплітуда зворотно-поступального переміщення веденого валу, який за один повний оберт виконуватиме 8 поступальних переміщень вздовж напрямної. Однак, в зв'язку зі збільшенням кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб відстань  $l_{PC}$  між осями кріплення робочої ємкості перевищувала потрібну відстань  $3l_B$  між вісями вилки.

При конструюванні такої машини виникає необхідність у точному розрахунку амплітуди  $\lambda$  зворотно-поступального переміщення веденого валу, точне значення якої можна визначити як різницю відстаней між осями ведучого та веденого валів при відповідних положеннях машини.

$$\lambda = l_0 - l'_0, \quad (10.1)$$

де  $l_0$  – найбільша відстань між осями ведучого та веденого валів,  $l'_0$  – найменша відстань між осями ведучого та веденого валів.

Вираз (2.3) для визначення відстані  $l_0$  виведений в частині 2.1. Запишемо вираз для визначення відстані  $l'_0$ . Виходячи з геометричної побудови, що представлена на рис. 6.2, можна стверджувати, що найменша відстань між осями ведучого та веденого валів машини  $l'_0$  у даному положенні буде сумою проєкцій на горизонтальну пряму міжосьової відстані робочої ємкості  $l_{PC}$  та двох відстаней  $l_x$ , що сполучають центри обертання валів з віссю робочої ємкості, а отже:

$$l'_0 = l_{PC} \sin \alpha + 2l_x \cos \alpha; \quad \text{або} \quad l'_0 = \frac{l_{PC}}{\sin \alpha}, \quad (10.2)$$

де  $\alpha$  – кут повороту ведучого валу.

У 3-му розділі записано вираз для визначення довжини  $l_x$ :

$$l_x = l_B \cos 45^\circ. \quad (10.3)$$

Підставимо вираз (10.3) у рівняння (10.2):

$$l'_0 = l_{PC} \sin \alpha + 2l_B \cos 45^\circ \cos \alpha. \quad (10.4)$$

В свою чергу, значення кута повороту ведучого валу машини  $\alpha$  для положення рухомих ланок машини при якому відстань між осями ведучого та веденого валів буде найменшою, можна визначити з прямокутного трикутника, що утворюється на рис 10.2 наступним чином:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,5l_{PC}}{l_x}. \quad (10.5)$$

Підставимо рівняння (10.3) у вираз (10.5), отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,5l_{PC}}{l_B \cos 45^\circ}. \quad (10.6)$$

Запишемо вираз для визначення амплітуди переміщення веденого валу вздовж напрямної, підставивши значення виразів (10.3) та (10.2) у формулу (10.1):

$$\lambda = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \frac{l_{PC}}{\sin \alpha}. \quad (10.7)$$

Крім того, відомо [196–197], що коефіцієнт нерівномірності обертання веденого валу буде рівний практично нулю, ( $\delta=0,034 \approx 0$ ) при виконанні записаного в другому розділі співвідношення (2.82). Саме тому абсолютне значення відстані  $l_{PC}$  між осями кріплення робочої ємкості визначається розрахунковим методом та залежить від типу технологічних операції обробки деталей чи змішування сипких речовин, що виконуються на даному обладнанні. Амплітуда зворотно-поступального переміщення веденого валу 4 відносно горизонтальної напрямної 7 залежить від міжосьової відстані робочої ємкості.

В результаті введення в ланцюг просторового механізму додаткової рухомої ланки повзуна, ступінь його рухомості став рівний 1-ці, виключено вплив надлишкового зв'язку.

При забезпеченні конструктивних співвідношень довжин ланок механізму згідно виразу (2.82) характер просторового переміщення робочої ємкості стане таким, при якому доцільно використовувати машину для виконання процесів шліфування та полірування повехні деталей.

### 10.1.2. Конструкція машини з додатковою рухомою ланкою – коромислом

Звільнитися від дії надлишкового зв'язку можливо також за рахунок введення в просторовий механізм машини додаткової рухомої ланки – коромисла.

Машина для обробки деталей [198], яка представлена на рис. 10.3 – рис. 10.4 містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, при цьому ведучий вал 3 встановлений в підшипниковій опорі 5, а ведений вал 4 кінематично з'єднаний з коромислом 6, що встановлене в підшипниковій опорі 7 з можливістю коливального руху в горизонтальній площині. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 8 та 9 відповідно, діаметрально взаємо-перпендикулярні осі яких 10 і 11 являються осями кріплення робочої ємкості 12. Відстань між геометричними осями кожної вилки 8 та 9 позначено на кресленні  $l_B$ , а відстань між осями кріплення 10 та 11 робочої ємкості 12 –  $l_{PC}$ , причому відстань  $l_{PC}$  може бути більшою за відстань  $l_B$ .

Машина працює наступним чином. При увімкненні привода 2, розташованого в станині 1, обертальний рух передається на ведучий вал 3, встановлений в підшипниковій опорі 5, який передає обертальний рух вилці 8, котра через ось 10 обертає барабан 12. Обертальний рух барабана 12 передається через ось 11 на вилку 9 та на ведений вал 4, який кінематично з'єднаний з коромислом 6. Одночасно ведений вал 4 з коромислом 6, яке встановлене в підшипниковій опорі 7, виконують коливальний рух. За один оберт ведучого валу 3, ведений вал 4, крім обертання, виконує вісім коливальних переміщень відносно підшипникової опори 7 коромисла 6. В

залежності від швидкості обертання ведучого валу 3, при коливальному переміщенні веденого валу 4 з одного крайнього положення до іншого, рух барабану 12 різко прискорюватиметься та сповільнюватиметься, при цьому його вміст інтенсивно встряхується, що сприяє обробці деталей.

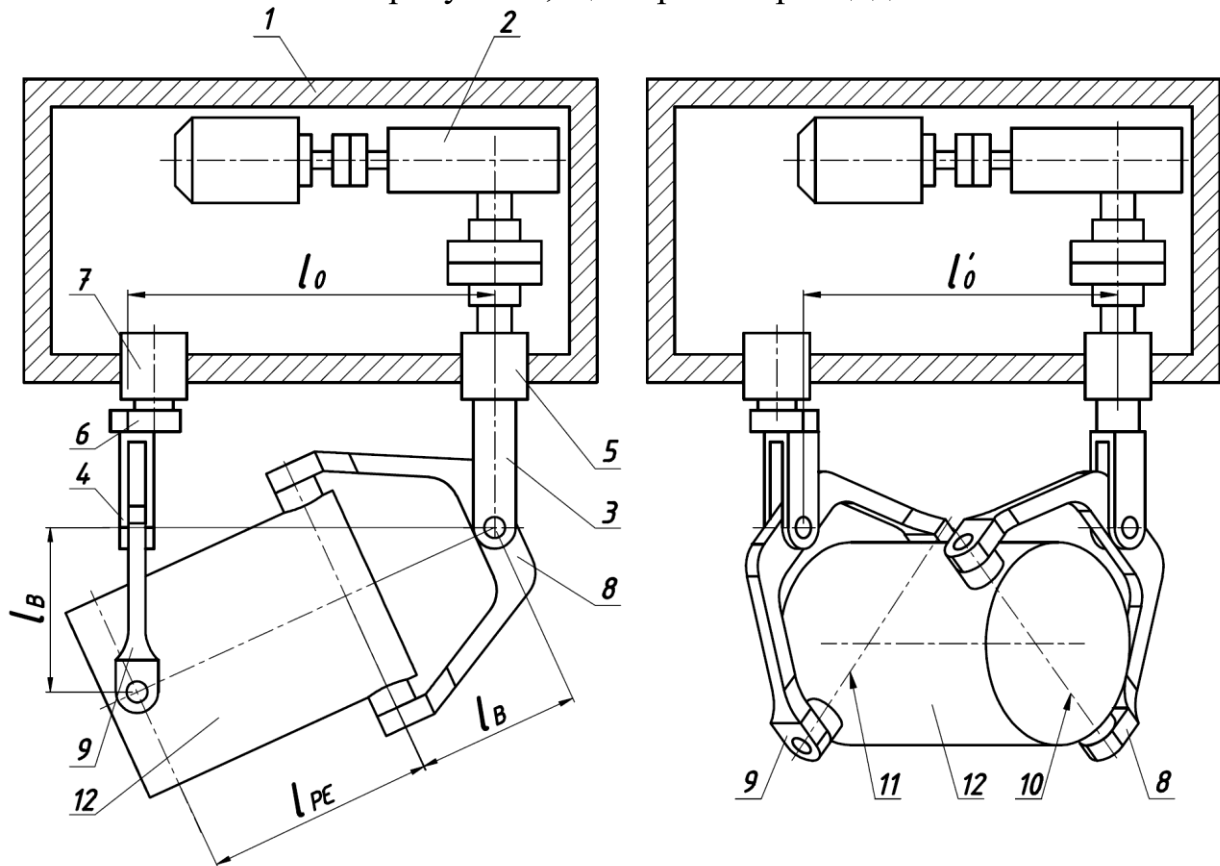


Рис. 10.3. Машина для обробки деталей, вид зверху, при крайніх положеннях веденого валу

При збільшенні відстані між осями кріплення робочої ємкості  $l_{PC}$ , яка перевищуватиме відстань між осями кожної вилки  $l_B$ , збільшуватиметься й амплітуда коливань коромисла, а також амплітуда коливань ємкості із одного крайнього положення в інше. Однак, враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб відстань між осями кріплення робочої ємкості  $l_{PC}$  перевищувала подвійну відстань між осями вилки  $2l_B$ .

Встановимо основні конструктивні параметри такого механізму, що представлені на рис. 10.4, з точки зору відтворення необхідного просторового руху робочої ємкості та забезпечення допустимого значення кута тиску в оберտальній кінематичній парі, що з'єднує ведений вал з коромислом.

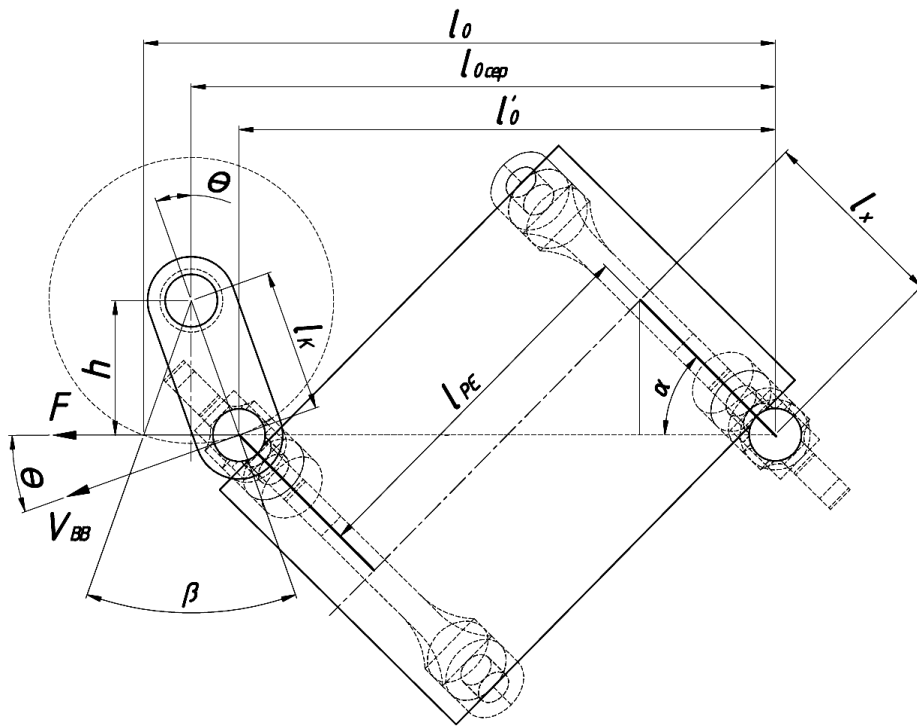


Рис. 10.4. Машина для обробки деталей, вид спереду

Якщо при крайніх положеннях коромисла вісь веденого валу лежатиме в одній горизонтальній площині з віссю ведучого, то відстань по горизонталі  $l_{0сеп}$  між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання коромисла можна визначити як середньоарифметичне значення найбільшої та найменшої довжин між осями обертання валів:

$$l_{0сеп} = \frac{l_0 + l'_0}{2}, \quad (10.8)$$

де  $l_0$  – найбільша відстань між осями ведучого та веденого валів,  $l'_0$  – найменша відстань між осями ведучого та веденого валів.

З урахуванням значення кута тиску  $\Theta$  в оберտальній кінематичній парі коромисла та веденого валу, довжину коромисла  $l_k$  можна визначити як:

$$l_k = \frac{l_{0сеп} - l'_0}{\sin \Theta}. \quad (10.9)$$

Щоб уникнути заклинювання шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами граничне значення кута тиску в будь-якій його кінематичній парі не повинно перевищувати  $60^\circ$ , а для довговічної роботи механізму кут тиску не повинен перевищувати  $40^\circ$ .

Запишемо вираз для визначення відстані по вертикалі  $h$  між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання коромисла в його крайньому положенні:

$$h = l_k \cos \Theta. \quad (10.10)$$

При конструюванні такої машини виникає необхідність у точному розрахунку кута коливання  $\beta$  коромисла, який буде дорівнювати подвійному значенню кута тиску  $\Theta$ :

$$\beta = 2\Theta. \quad (10.11)$$

Оскільки торці робочої ємкості такої конструкції машини будуть переміщатися з різними прискореннями, то характер рух сипкого середовища буде "грубим", між протилежними торцями робочої ємкості у зустрічних напрямках воно буде переміщатися з різною інтенсивністю, тому представлену конструкцію машини рекомендовано використовувати для процесів змішування сипких речовин, відділення деталей від ливників, продуктів корозії.

## **10.2. Конструкції машин, в складі яких використовуються приводи, що забезпечують реалізацію необхідного закону зміни кутової швидкості ведучого валу**

В частині 2.4.1 аналітично отримано закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини, реалізація якого дозволить забезпечити "делікатний" характер руху робочого середовища, створить умови для однакової інтенсивності його переміщення між протилежними торцями робочої ємкості в зустрічних напрямках та забезпечити єдиний режим руху робочого середовища в незалежності від напрямку переміщення в середині робочої ємкості для відповідної кутової швидкості ведучого валу машини. Цим самим значно розшириться сфера застосування машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості. Її можна буде використовувати не лише для процесів змішування сипких речовин, але й для широкого спектру галтувальних операцій: шліфування, полірування, відділення деталей від ливників тощо. Реалізувати закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей можливо за рахунок нових розроблених конструкцій приводу машини [199].

### **10.2.1. Машини, в конструкції якої застосовується двохкривошипний привод**

Машина для обробки деталей [200], що представлена на рис. 10.5 містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 з'єднаний з ведучим кривошипом 5 двохкривошипного механізму, шатун 6, кінематично зв'язаним з ведучим кривошипом 5 та веденим кривошипом 7, що з'єднаний з ведучою зірочкою 8 ланцюгової передачі, ведена зірочка 9 закріплена на ведучому валу машини 10. Ведучий 10 та ведений 11 вали закріплені в підшипникових опорах 12 та 13 відповідно, а також з'єднані з вилками 14 та 15 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 16 та 17 являються вісями кріплення робочої ємкості 18.

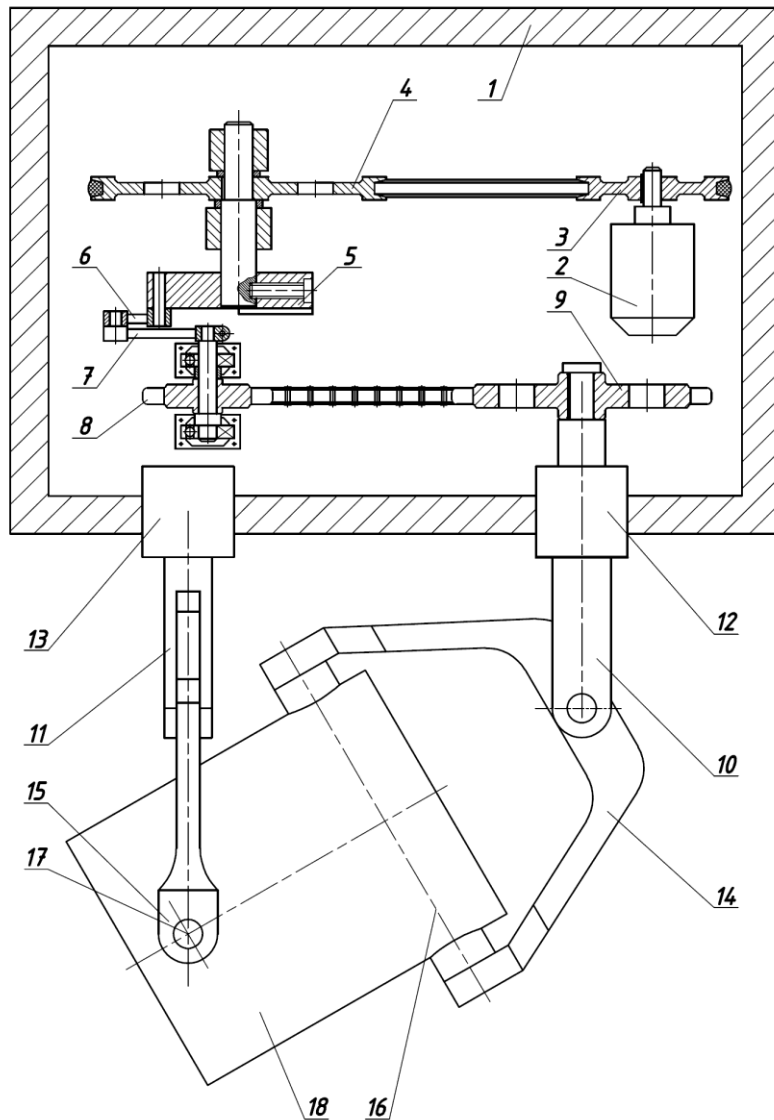


Рис. 10.5. Машина для обробки деталей, в конструкції якої застосовується двохкривошипний привод

Рівномірний обертальний рух за допомогою двохкривошипного механізму перетворюється в нерівномірний обертальний рух на веденому кривошипі 7. Забезпечення циклічного нерівномірного обертального руху ведучого валу машини 10 з двома періодами за його один повний оберт забезпечує ланцюгова передача з передаточним відношенням  $i=2:1$ , утворена ведучою 8 та веденою 9 зірочками.

Для забезпечення раціональної роботи машини, максимальні пікові значення нерівномірного обертального руху, утвореного на веденій зірочці 9, мають відповідати таким положенням вилки 14, при яких її вісь 16 буде розташована вертикально; мінімальні пікові значення нерівномірного обертального руху, утвореного на веденій зірочці 9, мають відповідати таким положенням вилки 14, при яких її вісь 16 буде розташована перпендикулярно вертикальній площині.

У даній конструкції машини, за рахунок застосування двохкривошипного приводу, діапазон зміни кутової швидкості веденого валу 14 та максимальне

значення його кутового прискорення значно зменшаться, однак, не зможуть досягнути необхідних значень, при яких екстремуми кутової швидкості ведучого та веденого валів будуть знаходитися в протифазі з однаковим амплітудним значенням. Двохкривошипний механізм не здатен повноцінно реалізувати закон зміни кутової швидкості з необхідними екстремальними значеннями. В зв'язку з цим, така конструкція машини лише частково здатна зменшити прискорений рух частини робочої ємкості та значення сил інерції, що діятимуть на сипке середовище.

### **10.2.2. Машина, в конструкції якої застосовується кривошипно-кулісний привод**

Машина [201, 202], що представлена на рис. 6.6 містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 з'єднаний з ведучим кривошипом-кулісою 5 кривошипно-кулісного механізму, кулісний камінь 6, який рухається по пазу 7 кривошипу-куліси 5 та кінематично з'єднаний з веденим кривошипом 8, що жорстко закріплений на ведучій зірочці 9 ланцюгової передачі, ведена зірочка 10 жорстко закріплена на ведучому валу 11 машини. Ведучий 11 та ведений 12 вали закріплені в підшипникових опорах 13 та 14, а також з'єднані з вилками 15 та 16 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 17 та 18 являються осями кріплення ємкості 19.

Детальний розрахунок конструктивних параметрів та принцип роботи кривошипно-кулісного приводу, який входить у склад машини, представлений у частині 2.4.3.

Для забезпечення раціональної роботи машини для обробки деталей, максимальні пікові значення циклічного нерівномірного закону зміни кутової швидкості веденої зірочки 10 мають відповідати таким положенням вилки 15, при яких її вісь 17 буде розташована вертикально, а мінімальні пікові значення нерівномірного закону зміни кутової швидкості веденої зірочки 10, мають відповідати таким положенням вилки 15, при яких її вісь 17 буде розташована паралельно до горизонтальної площини.

При такій конструкції машини для обробки деталей кутові швидкості ведучого 11 та веденого 12 валів машини будуть зрівноважені між собою у протифазі, сипке робоче середовище в середині робочої ємкості 19 переміщатиметься з однаковою інтенсивністю у зустрічних напрямках між протилежними її торцями, діапазон зміни кутової швидкості веденого валу 12 та максимальне значення його кутового прискорення значно зменшаться, а отже будуть зменшені й сили інерції, що діятимуть на вміст робочої ємкості 19, тому оброблюване робоче середовище не піддаватиметься дії "удару", а матиме більш делікатний характер.



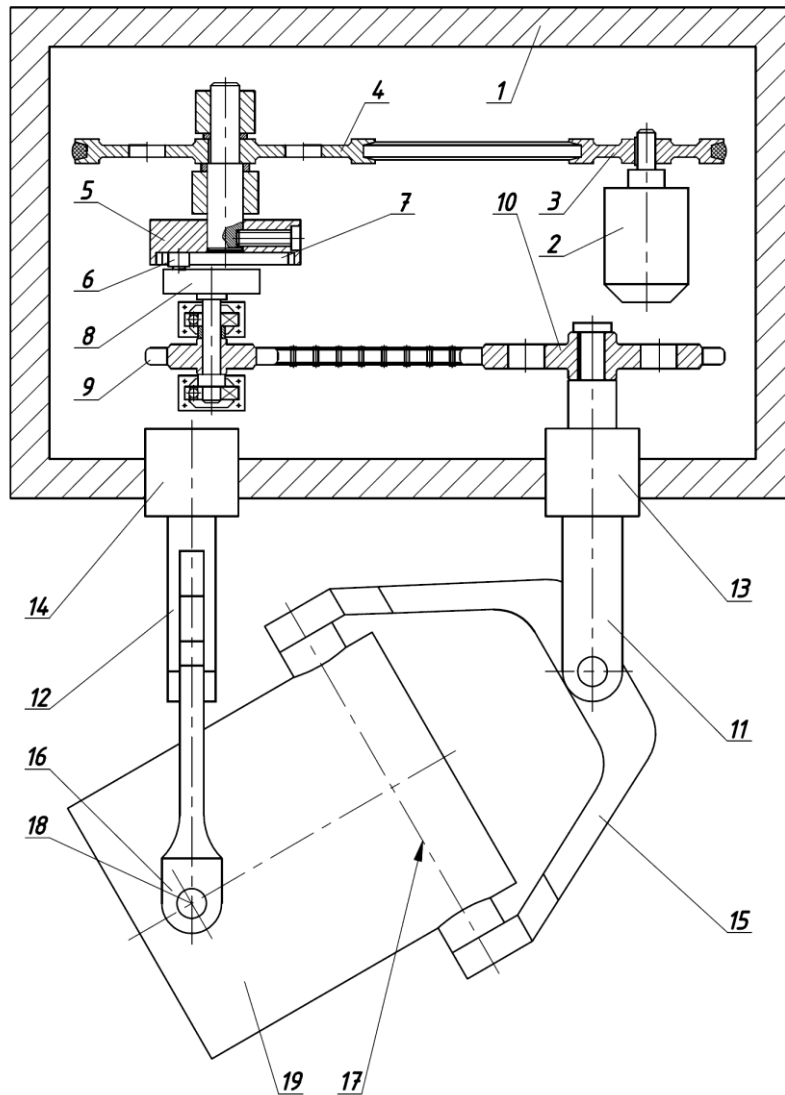


Рис. 10.6. Машина для обробки деталей, в конструкції якої застосовується кривошипно-кулісний привод

Дану конструкцію машини слід використовувати для очищення поверхонь деталей від заусенцій, задирок, продуктів корозії, а також для процесів шліфування.

Кривошипно-кулісний привод машини досить складний за своєю будовою, має значну кількість конструктивних елементів. Для спрощення конструкції приводу та зменшення кількості рухомих деталей розроблено нову конструкцію приводу із застосуванням шарніру Гука.

### 10.2.3. Машина, в конструкції якої застосовується привод з шарніром Гука

Машина для обробки деталей [203, 204], що представлена на рис. 6.7 містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу 3 якого закріплений ведучий шків 4 пасової передачі, ведений шків 5 жорстко з'єднаний з валом привода 6, що встановлений в підшипниковій опорі 7 та виконаний заодно з ведучою вилкою 8 шарніру Гука, хрестовину 9, яка кінематично з'єднана з ведучою 8 та веденою 10 вилками шарніру Гука. В свою чергу, ведена вилка 10 закріплена на ведучому валу 11 машини. Ведучий 11 та

ведений 12 вали закріплені в підшипникових опорах 13 та 14 відповідно, а також з'єднані з вилками 15 та 16 машини відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 17 та 18 являються осями кріплення робочої ємкості 19.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. При увімкненні електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 4 та веденим 5 шківками, передається на ведучу вилку 8 шарніру Гука, яка виконана заодно з валом привода 6, що встановлений в підшипниковій опорі 7. Далі, постійний обертальний рух, за допомогою шарніра Гука, перетворюється в циклічно нерівномірний синусоїдальний обертальний рух веденої вилки 10. Таким чином, циклічний нерівномірний синусоїдальний обертальний рух веденої вилки 10, що закріплена на ведучому валу 11 машини, який встановлений в підшипниковій опорі 13, передається на вилку 15 машини, котра через вісь 17 обертає робочу ємкість 19, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий рух робочої ємкості 19 передається через вісь 18 на ведену вилку 16 машини, від вилки 16, на ведений вал 12, який встановлений в підшипниковій опорі 14.

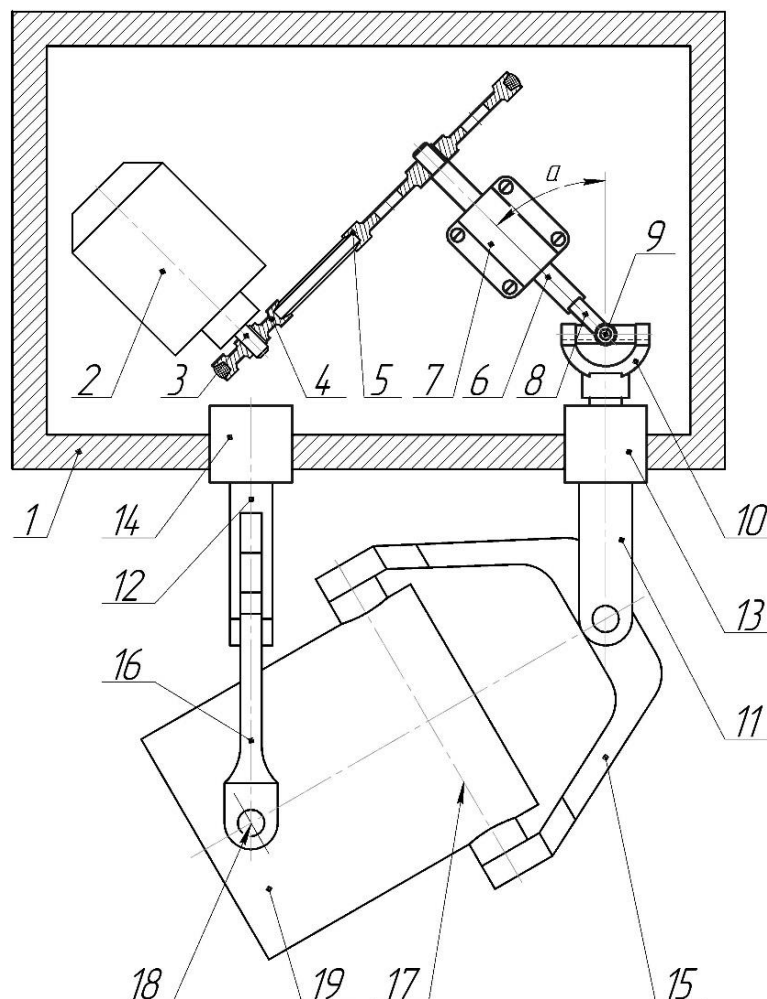


Рис. 10.7. Машина для обробки деталей, в конструкції якої застосовується привод з шарніром Гука

Для того, щоб відтворити необхідний закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини необхідно встановити значення кута  $\alpha$  між осями валів шарніру Гука (віссю вала привода 6 та віссю ведучого валу машини 11). В роботі [205] виведено вирази (10.12) та (10.13), що описують роботу шарніру Гука:

$$\frac{\omega_2^{\max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \alpha}; \quad (10.12)$$

$$\frac{\omega_2^{\min}}{\omega_1} = \cos \alpha, \quad (10.13)$$

де  $\omega_1$  – постійна кутова швидкість ведучої вилки шарніру Гука, [рад/с];  $\omega_2^{\max}$ ,  $\omega_2^{\min}$  – максимальне та мінімальне значення закону зміни кутової швидкості веденої вилки шарніру Гука відповідно, [рад/с]. Оскільки ведена вилка шарніру Гука виконана заодно з ведучим валом машини, то:

$$\omega_2^{\min} = \omega_{\text{ведучи}}^{\min}. \quad (10.14)$$

$$\omega_2^{\max} = \omega_{\text{ведучи}}^{\max}; \quad (10.15)$$

З рівнянь (10.12) та (10.13) виразимо значення  $\omega_1$  та об'єднаємо їх в одне рівняння:

$$\omega_2^{\max} \cos \alpha = \omega_1 = \frac{\omega_2^{\min}}{\cos \alpha}. \quad (10.16)$$

Приведемо рівняння (10.16) до наступного вигляду:

$$\cos^2 \alpha = \frac{\omega_2^{\min}}{\omega_2^{\max}}. \quad (10.17)$$

Підставимо значення виведених в 2-му розділі виразів (10.35) та (2.36), для визначення необхідних екстремальних значень закону зміни кутової швидкості на ведучому валу машини за середнім значенням постійної кутової швидкості  $\omega_{\text{сеп}}$  у рівняння (10.17):

$$\cos^2 \alpha = \frac{\frac{2\omega_{\text{сеп}}}{3}}{\frac{4\omega_{\text{сеп}}}{3}}. \quad (10.18)$$

Умовно приймемо, значення середньої кутової швидкості  $\omega_{\text{сеп}}$  рівне одиниці, тоді отримаємо залежність:

$$\cos^2 \alpha = 0,5. \quad (10.19)$$

В свою чергу, для лівої частини виразу (10.19) запишемо формулу для пониження ступеня тригонометричної функції:

$$\cos^2 \alpha = \frac{1 + \cos 2\alpha}{2} \quad (10.20)$$

Підставимо значення виразу (10.20) у рівняння (10.19):

$$\frac{1 + \cos 2\alpha}{2} = 0,5. \quad (10.21)$$

Після відповідного перетворення, вираз (10.21) буде мати вигляд:

$$\cos 2\alpha = 0. \quad (10.22)$$

Знайдемо значення кута  $\alpha$  з урахуванням того, що у виразі (10.22) записано тригонометричну функцію для подвійного кута:

$$\alpha = 0,5 \cdot \arccos 0 = 0,5 \cdot 90^\circ = 45^\circ. \quad (10.23)$$

Таким чином, встановлено, що значення кута  $\alpha$  між осями валів шарніру Гука, яке буде забезпечувати реалізацію необхідного синусоїдального циклічно-нерівномірного обертального закону кутової швидкості на ведучому валу машини повинно становити  $45^\circ$ .

В зв'язку з тим, що ведучий 11 та ведений 12 вали машини виконуватимуть однаковий, але зміщений на півперіоду циклічний нерівномірний синусоїдальний обертальний закон кутової швидкості, інтенсивність переміщення сипкого середовища між протилежними торцями робочої ємкості 19 у зустрічних напрямках буде однаковою.

Для забезпечення раціональної роботи машини для обробки деталей необхідно дотримуватися, щоб максимальні пікові значення циклічного нерівномірного обертального руху, утвореного на веденій вилці 10, відповідали таким положенням ведучої вилки 15 машини, при яких її вісь 17 буде розташована вертикально, а мінімальні пікові значення циклічного нерівномірного обертального руху, утвореного на веденій вилці 10, відповідали таким положенням ведучої вилки 15 машини, при яких її вісь 17 буде розташована горизонтально. Інакше кажучи, вісь кріплення вилки 10 шарніра Гука та вісь кріплення 17 вилки 15 повинні знаходитися в одній площині.

#### **10.2.4. Конструкція машини з двома ведучими валами**

Конструкції машин з одним ведучим валом зумовлюють збільшення концентрації динамічних нерівномірних навантажень на рухомих ланках машини, можуть викликати їх деформації і, таким чином, призвести до зниження надійності та довговічності роботи машини в цілому. Таким чином, розроблено таку конструкцію машини, яка забезпечує підвищення довговічності її роботи та розширення сфери застосування.

Машина, що представлена на рис. 6.8 містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, вал 3 якого за допомогою муфти 4 жорстко з'єднаний з швидкохідним валом 5 двохпоточного редуктора 6, перший тихохідний вал 7 двохпоточного редуктора 6 за допомогою муфти 8 жорстко з'єднаний з валом привода 9, що встановлений в підшипниковій опорі 10 та виконаний заодно з першим шарніром Гука, що включає ведучу вилку 11, хрестовину 12, яка кінематично з'єднана з ведучою 11 та веденою 13 вилками першого шарніру Гука; другий тихохідний вал 14 редуктора 6 за допомогою муфти 15 жорстко з'єднаний з другим шарніром Гука, що включає ведучу вилку 16, хрестовину 17, яка кінематично з'єднана з ведучою 16 та веденою 18 вилками другого шарніру Гука. В свою чергу, ведена вилка 13 закріплена на ведучому валу 19, а ведена вилка 18 закріплена на ведучому валу 20. Ведучі вали 19 та 20 закріплені в підшипникових опорах 21 та 22 відповідно, а також з'єднані з подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок

23 та 24, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 25 та 26 є осями кріплення робочої ємкості 27.

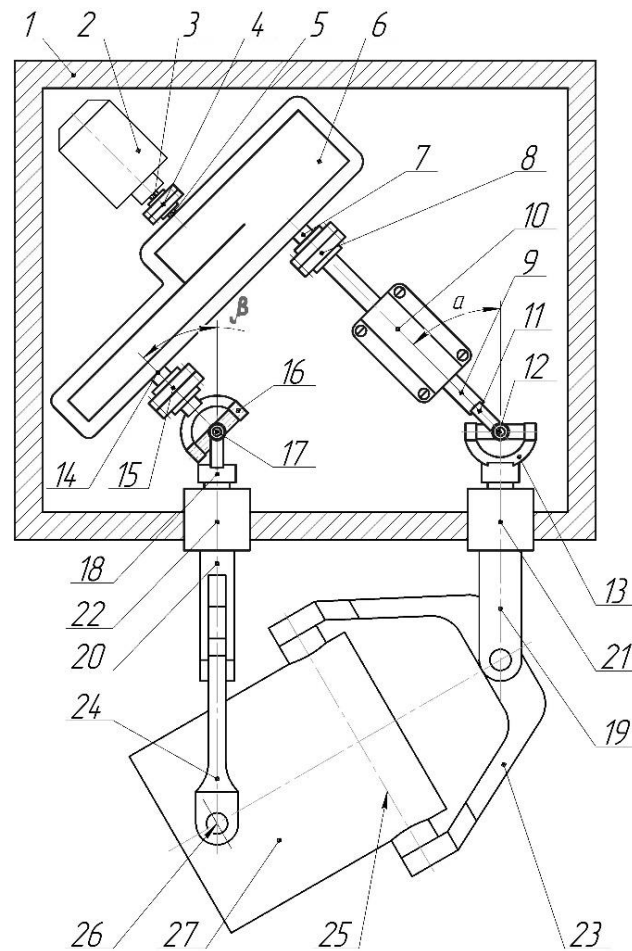


Рис. 10.8. Машина для обробки деталей з двома ведучими валами

Машина для обробки деталей працює наступним чином. При увімкненні електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух його валу 3 через муфту 4 передається на швидкохідний вал 5 двохпоточного редуктора 6. За допомогою двохпоточного редуктора 6, постійний обертальний рух від швидкохідного валу 5 розподіляється між його двома тихохідними валами 7 та 14. Постійний обертальний рух від першого тихохідного валу 7 двохпоточного редуктора 6 через муфту 8 та вал приводу 9, що встановлений в підшипниковій опорі 10 передається на ведучу вилку 11 першого шарніру Гука, яка виконана заодно з валом приводу 9. Постійний обертальний рух від другого тихохідного валу 14 двохпоточного редуктора 6 через муфту 15 передається на ведучу вилку 16 другого шарніру Гука. Далі, постійний обертальний рух ведених вилок 11 та 16 за допомогою двох шарнірів Гука перетворюється в циклічно нерівномірні зміщені на півперіоду між собою синусоїдальні обертальні рухи ведених вилок 13 та 18. Таким чином, циклічно нерівномірні обертальні рухи ведених вилок 13 та 18, які закріплені на ведучих валах 19 та 20 відповідно, котрі встановлені в підшипникових опорах 21 та 22 відповідно, передаються на вилки 23 та 24 подвійного просторового шарніру відповідно. В свою чергу, вилки 23 та 24 через осі 25 та 26 відповідно обертають робочу

ємкість 27, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі.

Доцільно (математична аргументація приведена в пункті 10.2.3), щоб кути  $\alpha$  та  $\beta$  між віссю валу привода 9 та віссю першого ведучого валу 19, а також між віссю другого тихохідного валу 14 редуктора та віссю другого ведучого валу 20, відповідно, становили по  $45^\circ$ .

Використання двохпоточного редуктора 6 забезпечує однаковий розподіл потужності електродвигуна та крутного моменту між двома його тихохідними валами 7 та 14, а також між двома ведучими валами 19 та 20 машини, забезпечує їх обертання у протилежних напрямках, дозволяє зменшити навантаження в опорах валів, кінематичних парах та рухомих ланках машини. Встановлення двох шарнірів Гука дає можливість обидва ведучі вали 19 та 20 задіяти у формуванні складного просторового руху робочої ємкості 27, що дозволяє усі рухомі ланки машини практично однаково динамічно навантажити, значно зменшити їх деформації та знизити концентрації навантажень в окремих місцях, що забезпечить підвищення довговічності роботи машини.

Крім того, така конструкція машини також забезпечує однакову інтенсивність обробки деталей по всьому внутрішньому об'єму ємкості, оброблюване середовище не піддаватиметься дії "удару", а матиме більш делікатний характер обробки за рахунок того, що обидва ведучі вали машини виконуватимуть однаковий, але зміщений на півперіоду синусоїдальний циклічно нерівномірний обертальний закон кутової швидкості, кутові прискорення ведучого та веденого валів машини будуть також зрівноважені в протифазі, сипке середовище переміщатиметься з однаковою інтенсивністю між протилежними торцями робочої ємкості в зустрічних напрямках.

Для забезпечення раціональної роботи машини максимальні пікові значення циклічних нерівномірних законів зміни кутових швидкостей на ведених вилках 13 та 18 шарнірів Гука, мають відповідати таким положенням вилок 23 та 24 при яких їх осі 25 та 26 відповідно будуть розташовані вертикально, а мінімальні пікові значення циклічних нерівномірних законів зміни кутових швидкостей на ведених вилках 13 та 18 шарнірів Гука, мають відповідати таким положенням вилок 23 та 24, при яких їх осі 25 та 26 відповідно будуть розташовані горизонтально.

#### **10.2.5. Конструкція машини, в якій ведений вал закріплений вище ведучого**

Машина для обробки деталей [206], що представлена на рис. 10.9 містить станину 1, в якій розміщений привод 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, котрі закріплені в підшипникових опорах 5, 6 та 7, 8 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані з вилками 9 та 10 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 11 та 12 є вісями кріплення робочої ємкості 13. Вісь обертання ведучого валу 14 та вісь обертання веденого валу 15 паралельні та лежать в одній площині 16, яка розташована під кутом  $\alpha$  до горизонтальної площини 17.

Необхідний кут нахилу  $\alpha$ , утворений між площиною 16, в якій розташовані вісі ведучого та веденого валів 3 та 4 відповідно, а також горизонтальною площиною 17 для створення умов по забезпеченню однакової інтенсивності переміщення сипкого середовища між протилежними торцями робочої ємкості повинен бути в діапазоні  $5^\circ$ - $15^\circ$ , а вісь веденого валу повинна знаходитися вище по відношенню до вісі ведучого валу.

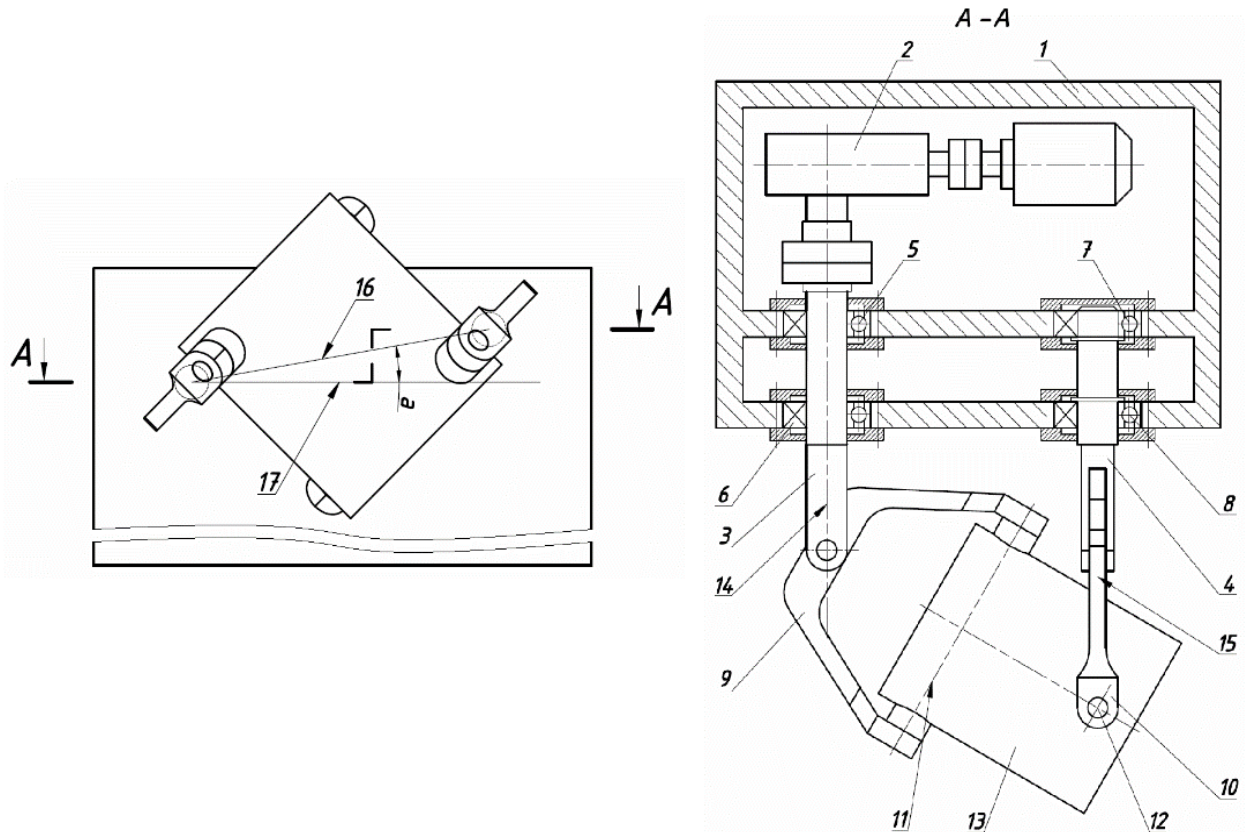


Рис. 10.9. Машина для обробки деталей, в якій пряма, що сполучає осі ведучого та веденого валів, розташована під кутом до горизонтальної площини

Встановлення веденого валу в станині таким чином, що його вісь знаходитиметься вище вісі ведучого, компенсуватиме інтенсивне переміщення сипкого масиву вниз вздовж осі ємкості від її торця, який розташований ближче до ведучого валу. Та навпаки, збільшуватиме інтенсивність переміщення сипкого масиву у зворотному напрямі

Встановлення ведучого та веденого валів у двох підшипниках, забезпечує збільшення довговічності роботи машини за рахунок однакового розподілу навантаження в обох опорах, виключає можливість виникнення нахилу вісї обертання валів машини під дією навантаження створеного масою рухомих ланок та сипкого середовища, завантаженого до робочої ємкості.

### 10.2.6. Конструкція машини з двома робочими ємкостями

Машина для обробки деталей з двома ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, яка представлена на рис. 10.10 містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4

вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємо-перпендикулярні осі яких 9 і 10 являються осями кріплення робочих ємкостей 11 та 12 відповідно. Робоча ємкість 11 рухомо з'єднана з робочою ємкістю 12 за допомогою поступальної кінематичної пари 13, яка складається з повзунів 14, жорстко з'єднаних з робочою ємкістю 12, та напрямних 15, котрі жорстко з'єднані з робочою ємкістю 11. Напрявні 15 та повзуни 14 розташовані паралельно до вісі 16 обох робочих ємкостей. Відстань між геометричними осями кожної вилки 7 та 8 позначено на кресленні "В", а сумарна відстань між осями кріплення 9 і 10 робочих ємкостей 11 та 12 – "А", причому  $A > B$ .

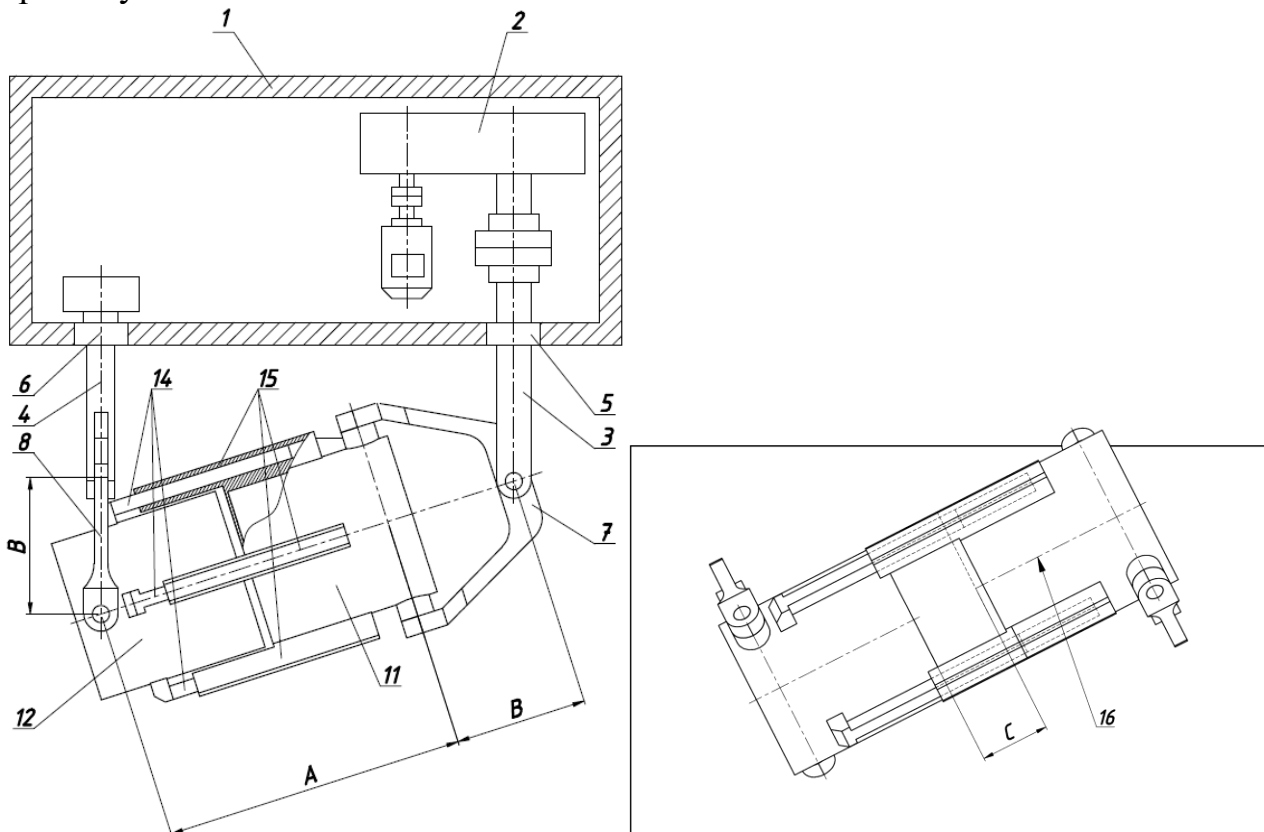


Рис. 10.10. Машина для обробки деталей з двома ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

Застосування двох робочих ємкостей 11 та 12, сумарна відстань між осями їх кріплення "А" яких перевищує відстань між осями кожної вилки "В", спричинятиме вздовжсьове зворотно-поступальне переміщення робочої ємкості 11 відносно робочої ємкості 12 з відповідною амплітудою "С". Зі збільшенням міжосьової відстані "А", збільшуватиметься й амплітуда вздовжсьового зворотно-поступального переміщення "С", яка асимптотично наблизатиметься до довжини міжосьової відстані "В". Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб сумарна відстань між осями кріплення робочих ємкостей "А" перевищувала в чотири рази збільшену відстань між геометричними осями кожної вилки "4В".



Машина для обробки деталей працює наступним чином. При увімкненні привода 2, розташованого в станині 1, обертальний рух передається на ведучий вал 3, встановлений в підшипниковій опорі 5, який передає обертальний рух вилці 7, котра через вісь 9 обертає робочу ємкість 11. В свою чергу, обертальний рух робочої ємкості 11 через поступальну кінематичну пару 13 передається до робочої ємкості 12. Обертальний рух робочої ємкості 12 передається через вісь 10 на вилку 8 та на ведений вал 4, що встановлений в підшипниковій опорі 6. Одночасно робоча ємкість 11 виконує зворотно-поступальне переміщення відносно робочої ємкості 12. За один оберт ведучого валу 3, робоча ємкість 11, крім обертального руху, виконує вісім вздовжосьових зворотно-поступальних переміщень відносно робочої ємкості 12, що реалізується за рахунок проковзування чотирьох повзунів 14, які жорстко з'єднані з робочою ємкістю 12, по чотирьом напрямним, що жорстко з'єднані з робочою ємкістю 11. Робочі ємкості 11 та 12 виконують складний просторовий рух. Оброблюване середовище, під час руху робочих ємкостей 11 та 12, інтенсивно переміщується та отримує всі ступені свободи, що сприяє, інтенсифікації як галтувальних операцій обробки деталей, так і змішуванню речовин. Амплітуда вздовжосьового зворотно-поступального переміщення робочої ємкості 11 відносно робочої ємкості 12 залежить від геометричної сумарної міжосьової відстані робочих ємкостей "А" та визначається розрахунковим методом. Максимальне значення амплітуди переміщення "С" виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 7 та 8 займають паралельне положення, а найменша відстань між торцями робочих ємкостей виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 16 займатиме горизонтальне положення.

Машина для обробки деталей з двома ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою, яка представлена на рис. 10.11 містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємо-перпендикулярні осі яких 9 і 10 являються осями кріплення робочих ємкостей 11 та 12 відповідно. Робоча ємкість 11 рухомо з'єднана з робочою ємкістю 12 за допомогою обертальної кінематичної пари 13, вісь 14 якої є паралельною до осі 9. Відстань між геометричними осями кожної вилки 7 та 8 позначено на кресленні "В", а сумарна відстань між осями кріплення 9 і 10 робочих ємкостей 11 та 12 – "А", причому  $A > B$ .

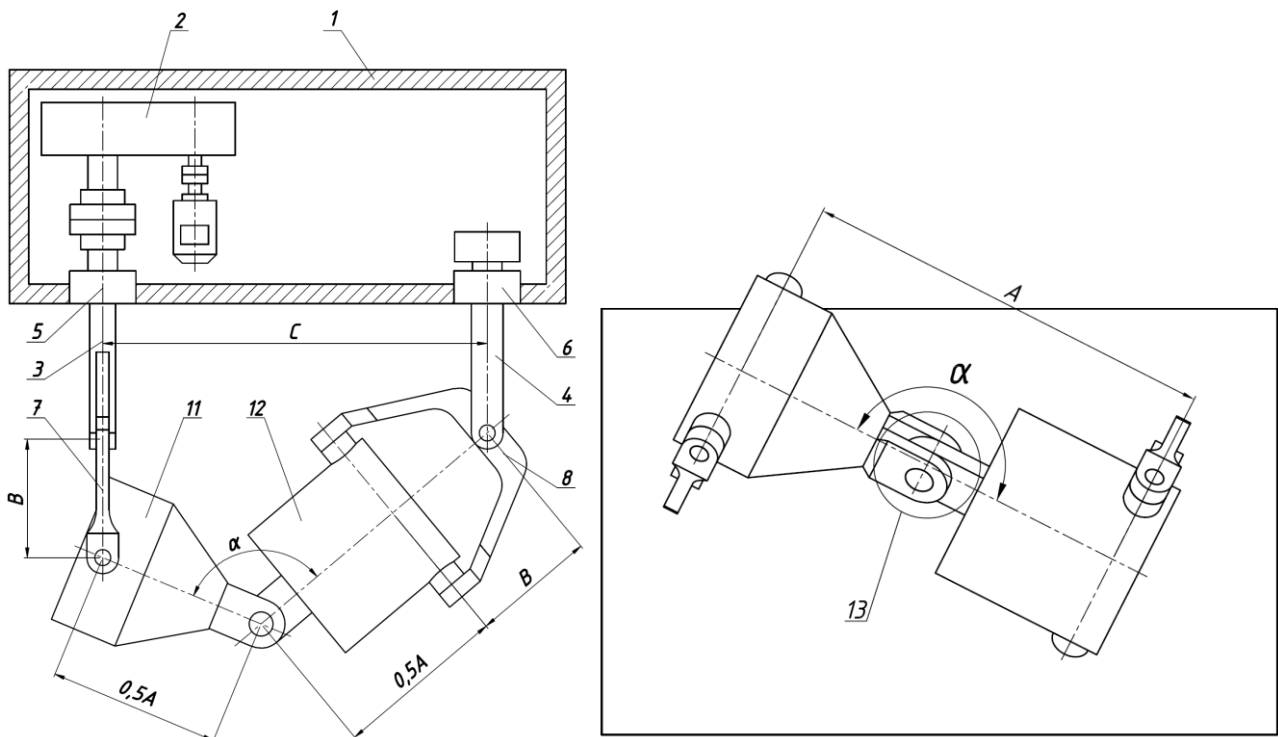


Рис. 10.11. Машина для обробки деталей з двома ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою

Застосування двох робочих ємкостей 11 та 12, сумарна відстань між осями їх кріплення "А" яких перевищує відстань між осями кожної вилки "В", спричинятиме амплітудне коливальне переміщення робочої ємкості 11 відносно робочої ємкості 12 на кут  $\alpha$ . Зі збільшенням сумарної відстані "А" між осями кріплення 9 і 10 робочих ємкостей 11 та 12, збільшуватиметься й амплітуда кута коливання  $\alpha$ . Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, а також для встановлення сталого значення кута коливання  $\alpha$ , необхідно забезпечити одночасне збільшення, як сумарної відстані "А" між осями кріплення 9 і 10 робочих ємкостей 11 та 12, так і відстані "С" між осями ведучого та веденого валів машини.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. При увімкненні привода 2, розташованого в станині 1, обертальний рух передається на ведучий вал 3, встановлений в підшипниковій опорі 5, який передає обертальний рух вилці 7, котра через вісь 9 обертає робочу ємкість 11. В свою чергу, обертальний рух робочої ємкості 11 через обертальну кінематичну пару 13 та вісь 14 передається до робочої ємкості 12. Обертальний рух робочої ємкості 12 передається через вісь 10 на вилку 8 та на ведений вал 4, що встановлений в підшипниковій опорі 6. Одночасно робоча ємкість 11 виконує коливальне переміщення відносно робочої ємкості 12. За один оберт ведучого валу 3, робоча ємкість 11, крім обертового руху, виконує вісім коливальних переміщень відносно робочої ємкості 12. Робочі ємкості 11 та 12 виконують складний просторовий рух. Оброблюване середовище, під час руху робочих ємкостей 11 та 12, інтенсивно переміщується та отримує всі ступені свободи,

що сприяє, інтенсифікації як галтувальних операцій обробки деталей, так і змішуванню речовин. Амплітуда коливального переміщення робочої ємкості 11 відносно робочої ємкості 12 залежить від геометричної сумарної міжосьової відстані робочих ємкостей "А" та визначається розрахунковим методом. Максимальне значення кута коливання  $\alpha$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 7 та 8 займають паралельне положення, при чому, в такому положенні кут  $\alpha$  буде рівний  $180^\circ$ . Мінімальне значення кута коливання  $\alpha$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 10 займатиме горизонтальне положення.

### **10.3. Конструкції машин, що відповідають виконанню окремих видів технологічних операцій обробки деталей**

Для виконання окремих видів технологічних операцій обробки деталей [207] розроблені конструкції машин: з циклоїдальним профілем стінок робочої ємкості, робочої ємкості якої виконана у вигляді шестигранної призми, а також ємкості, в якій внутрішні стінки вкриті шаром абразиву. Крім того, розроблено машину для обробки деталей, яка має додатковий привод для забезпечення зручного відвантаження оброблених виробів.

Конструкції машин з різною геометричною формою робочої ємкості для обробки деталей [208, 209], що представлені на рис. 10.12 містять станину 1, розміщений в ній привод 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, котрі закріплені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 9 та 10 є вісями кріплення робочої ємкості 11. Робоча ємкість 11 одної конструкції має циклоїдальний профіль, а іншої виконана у вигляді шестигранної призми.

Оскільки циклоїда є брахістохроною, то тіла, рухаючись по ній під дією сили тяжіння, досягають найбільшої швидкості  $i$ , як наслідок, створюються умови для інтенсивної обробки поверхонь деталей, а відсутність різких переходів між стінками робочої ємкості фактично повністю виключає можливість виникнення ударів виробів об її стінки.

В зв'язку з тим, що циклоїда має властивості таутохронності, при русі середовища вздовж стінок відбувається його розпушення в тій частині робочої ємкості, з якої воно скочується та ущільнення – в протилежній, відбувається плавне гальмування ковзного шару сипкого масиву. Це забезпечує високу якість обробки деталей.

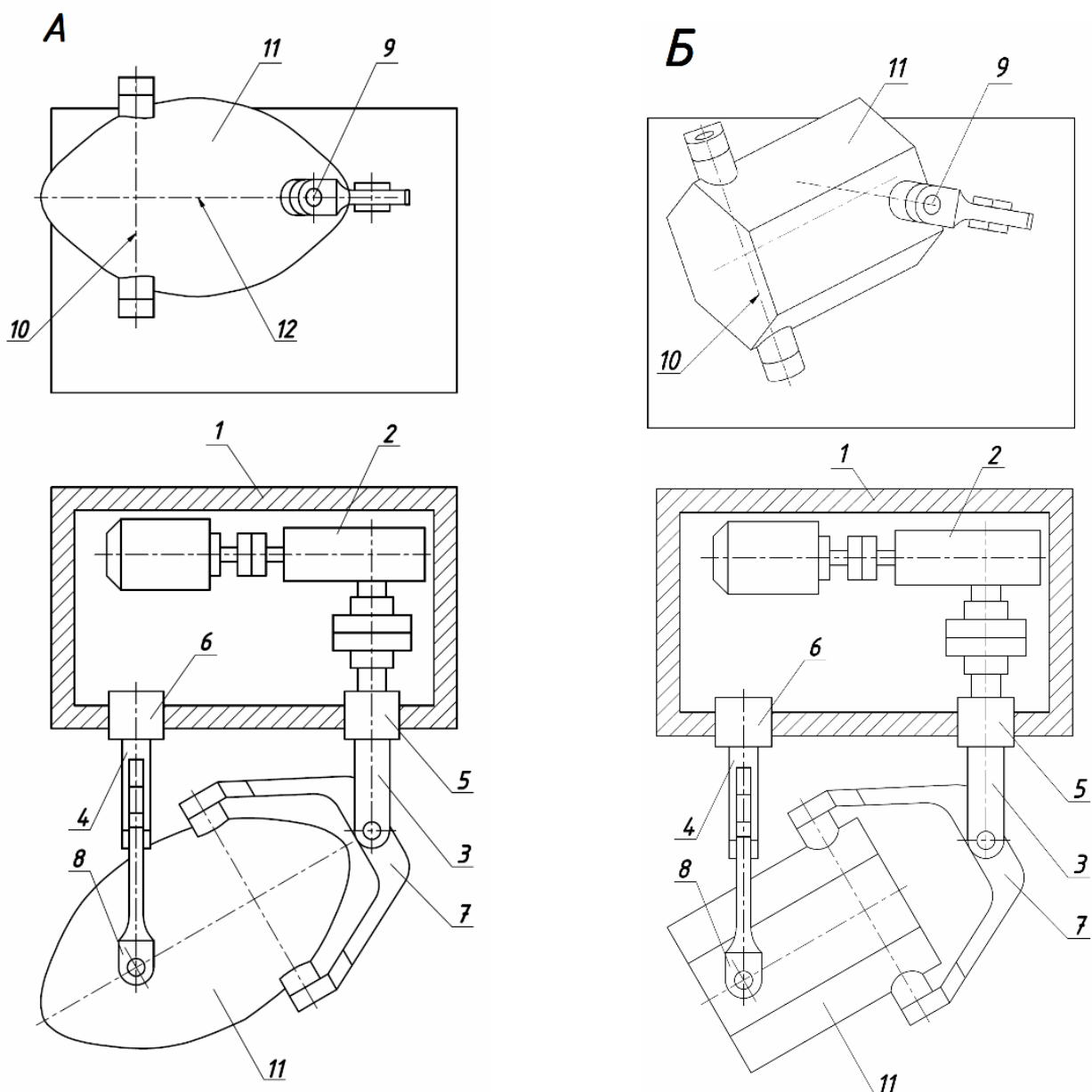


Рис. 10.12. Машини для обробки деталей: А – з циклоїдальним профілем робочої ємкості, Б – робоча ємкість виконана у вигляді шестигранної призми.

Дану конструкцію машини слід використовувати виключно для процесів покращення якості поверхні деталей, а саме: шліфування та полірування. Для отримання високоякісних результатів від процесів шліфування та полірування поверхні деталей, значення кутової швидкості ведучого валу машини повинно відповідати реалізації каскадного чи змішаного режимам руху робочого середовища.

Якщо робоча ємкість виконана у формі шестигранної призми, то деталі під час обробки піддаються впливу ударів не лише при їх зіткненні із торцями робочої ємкості, переміщаючись в осьовому напрямі, але й при постійних циклічних зіткненнях з кожною із граней при переміщенні в радіальному напрямі. Інтенсивність зіткнень із гранями робочої ємкості залежить від значення кутової швидкості ведучого валу машини.

Запропонована конструкція дозволяє забезпечити всі необхідні умови для реалізації високоефективної обробки виробів по видаленню облою, відділенню деталей від ливників. Можливе використання у якості змішувача сипких речовин.

Для отримання високоякісних результатів від вказаних процесів обробки деталей, значення кутової швидкості ведучого валу машини повинно відповідати реалізації водоспадного або змішаного водоспадно-каскадного режимів руху робочого середовища.

Машина, що забезпечує зручне відвантаження деталей [209], що представлена на рис. 10.13, містить станину 1, в якій розміщений привод 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, котрі закріплені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 9 та 10 є вісями кріплення циліндричного барабану 11, на торці якого кінематично закріплена кришка 12, що складається з перфорованої 13 та суцільної 14 частин. Ведений вал 4, через муфту вільного ходу 15 з'єднаний з веденим валом редуктора 16, ведучий вал редуктора 16 через фланцеву муфту 17 з'єднаний з електродвигуном 18.

Машина працює наступним чином. Після завершення обробки деталей в циліндричному барабані 11 та зупинки машини вмикається електродвигун 18, крутний момент від якого, через фланцеву муфту 17, редуктор 16, муфту вільного ходу 15, передається на ведений вал 4, вилку 8 та циліндричний барабан 11. Таким чином, циліндричний барабан 11 встановлюється в необхідне положення для зручного та безперешкодного вивантаження оброблених деталей. Далі, відкривається суцільна частина 14 кришки 12, після чого, здійснюється сепарація деталей від литників та їх вивантаження через перфоровану частину 13 без додаткових зусиль, під дією сили тяжіння.

Необхідний кут нахилу  $\varphi$  вісі циліндричного барабану 11 до горизонтальної площини для зручного та безперешкодного вивантаження оброблених деталей повинен бути в діапазоні  $10^\circ - 45^\circ$ .

Оптимальна частота обертання веденого валу 4, яка забезпечується передачею крутного моменту від електродвигуна 18, що необхідна для плавного повороту циліндричного барабану 11 до його положення, яке забезпечило б зручне та безперешкодне вивантаження деталей, повинна варіюватися в діапазоні 10 – 20 обертів за хвилину.

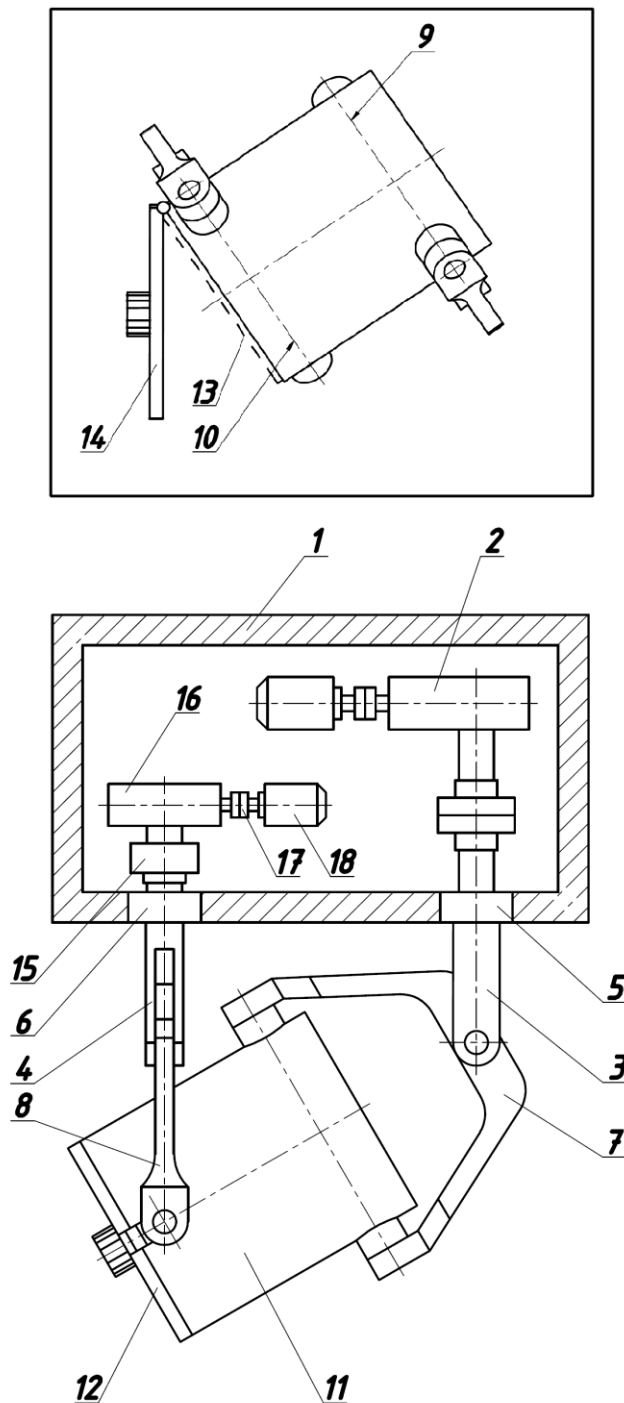


Рис. 10.13. Машина для обробки деталей, яка забезпечує зручне та безперешкодне відвантаження оброблених виробів, від зверху

Запропонована конструкція дозволяє забезпечити зручне та безперешкодне вивантаження оброблених деталей без застосування додаткових зусиль, досягнути сепарації деталей від литників.

Дана машина може бути використана переважно для технологічних операцій відділення деталей від литників в різних галузях промисловості.

Машина, в якій використовується робоча ємкість з внутрішніми стінками, що вкриті шаром абразиву, яка представлена на рис. 10.14 містить станину 1, розміщений в ній привод 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, закріплені в

підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні осі яких 9 та 10 є осями кріплення робочої ємкості 11, внутрішні стінки 12 якої покриті шаром абразиву 13 та утворюють форму призми з шириною граней 14 меншою за радіус робочої ємкості 11.

Машина працює наступним чином. При увімкненні привода 2, розташованого в станині 1, обертальний рух передається на ведучий вал 3, встановлений в підшипниковій опорі 5, який передає обертальний рух вилці 7, котра через вісь 9 обертає робочу ємкість 11, що виконує складний просторовий рух. Обертальний рух робочої ємкості 11 передається через вісь 10 на вилку 8. Обертальний рух від вилки 8 передається на ведений вал 4, котрий встановлений в підшипниковій опорі 6. Ведений вал 4 обертається з непостійною кутовою швидкістю. Таким чином, оброблювані полімерні вироби 15 отримують усі ступені свободи, займають різне положення в середині робочої ємкості 11, стикаються між собою, абразивним наповнювачем 16 у вигляді вільних гранул, а також проковзують під різним кутом по керамічному шару абразиву 13, яким покриті внутрішні стінки 12 ємкості 11.

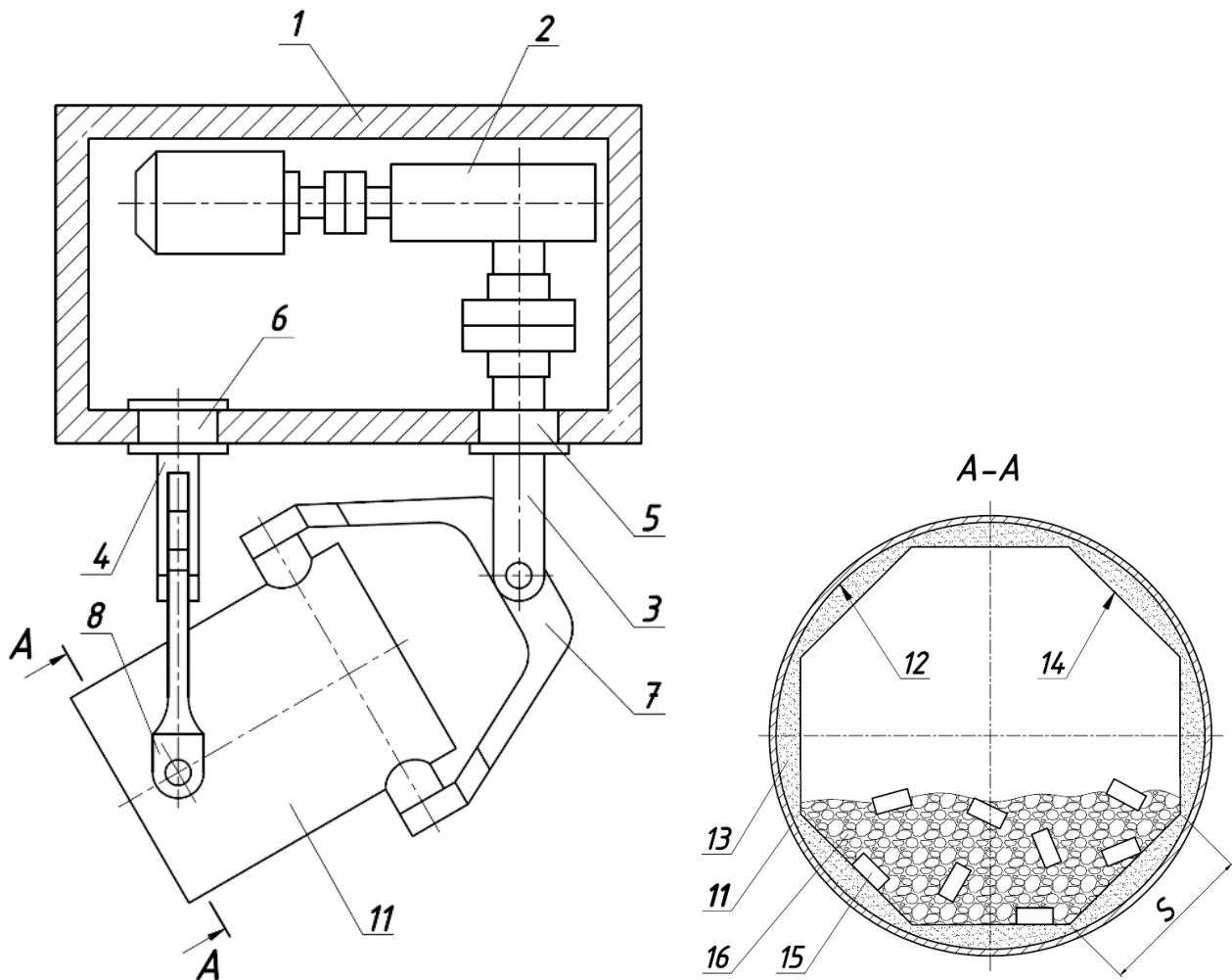


Рис. 10.14. Машина для обробки деталей, в якій внутрішні стінки робочої ємкості вкриті шаром абразиву

У зв'язку з тим, що внутрішні стінки 12 робочої ємкості 11 вкриті шаром абразиву 13, деталі піддаються обробці не лише при їх контакті з абразивним наповнювачем 16 у вигляді гранул, але й при проковзуванні вздовж самих стінок ємкості 11.

При обробці полімерних деталей необхідно, щоб внутрішні стінки робочої ємкості були вкриті керамічним шаром абразиву.

Машина дозволяє підвищити інтенсивність процесів шліфування та полірування деталей за рахунок того, що деталі будуть додатково оброблятися при проковзуванні по абразивному покриттю. Таким чином, значно збільшується сумарний шлях тертя, що проходить одна деталь в середині ємкості при контакті з абразивним матеріалом, що підвищує якість полірування та шліфування їх поверхні.

Обробку полімерних виробів в робочій ємкості слід проводити при реалізації змішаного чи каскадного режимів руху сипкого середовища.

Дану машину слід використовувати як пристрій для полірування та шліфування дрібних полімерних виробів, що мають різні геометричні параметри та форму.

По завершенню галтувального технологічного процесу обробки необхідним є сепарація оброблених деталей від робочого абразивного середовища у вигляді дрібних вільних гранул (при шліфуванні та поліруванні) або розділення оброблених деталей та ливників (при відділенні деталей від ливників). У більшості випадків процес сепарації доводиться виконувати ручним методом, що є досить трудомістким та неефективним процесом, або за допомогою інших окремих машин – вібраційних сит чи грохотів, що створює необхідність додаткового перевантаження робочого середовища. У зв'язку з цим значно знижується загальна продуктивність виготовлення деталей та виробів, збільшується тривалість повного циклу обробки. Окрім того, виникає необхідність у залученні додаткового робочого потенціалу, як наслідок підвищення собівартості вихідної продукції.

Таким чином, було розроблено галтувальну машину [210], на якій можливо реалізувати процес сепарації оброблених деталей від технологічного середовища.

Дана машина (рис. 10.15 та рис. 10.16) містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, вал 3 якого, за допомогою фланцевої муфти 4, жорстко з'єднаний зі швидкохідним валом 5 редуктора 6. Тихохідний вал 7 редуктора 6 за допомогою муфти вільного ходу 8 з'єднаний з ведучим валом 9, який встановлений в підшипниковій опорі 10. Ведений вал 11 кінематично з'єднаний з коромислом 12, що встановлене в підшипниковій опорі 13 з можливістю коливального руху у вертикальній площині. Ведучий 9 та ведений 11 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 14 та 15 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 16 і 17 являються вісями кріплення робочої ємкості 18. Ведучий шків 19 пасової передачі за допомогою муфти вільного ходу 20 з'єднаний зі швидкохідним валом 5 редуктора 6. Ведений шків 21 пасової передачі жорстко закріплений на ексцентриковому валу 22, що встановлений в підшипникових опорах 23 та 24. На



ексцентриковому валу жорстко закріплені два махові колеса 25 та 26, а також два ексцентрики 27 та 28, які кінематично з'єднані з ситом 29, що опирається на пружинну основу 30. В пружинній основі 30 встановлено лоток 31 для збору оброблених деталей. Сито 29 та лоток 31 розташовані під кутом до горизонтальної площини  $\alpha$ , який слід приймати в межах  $10^\circ - 20^\circ$ .

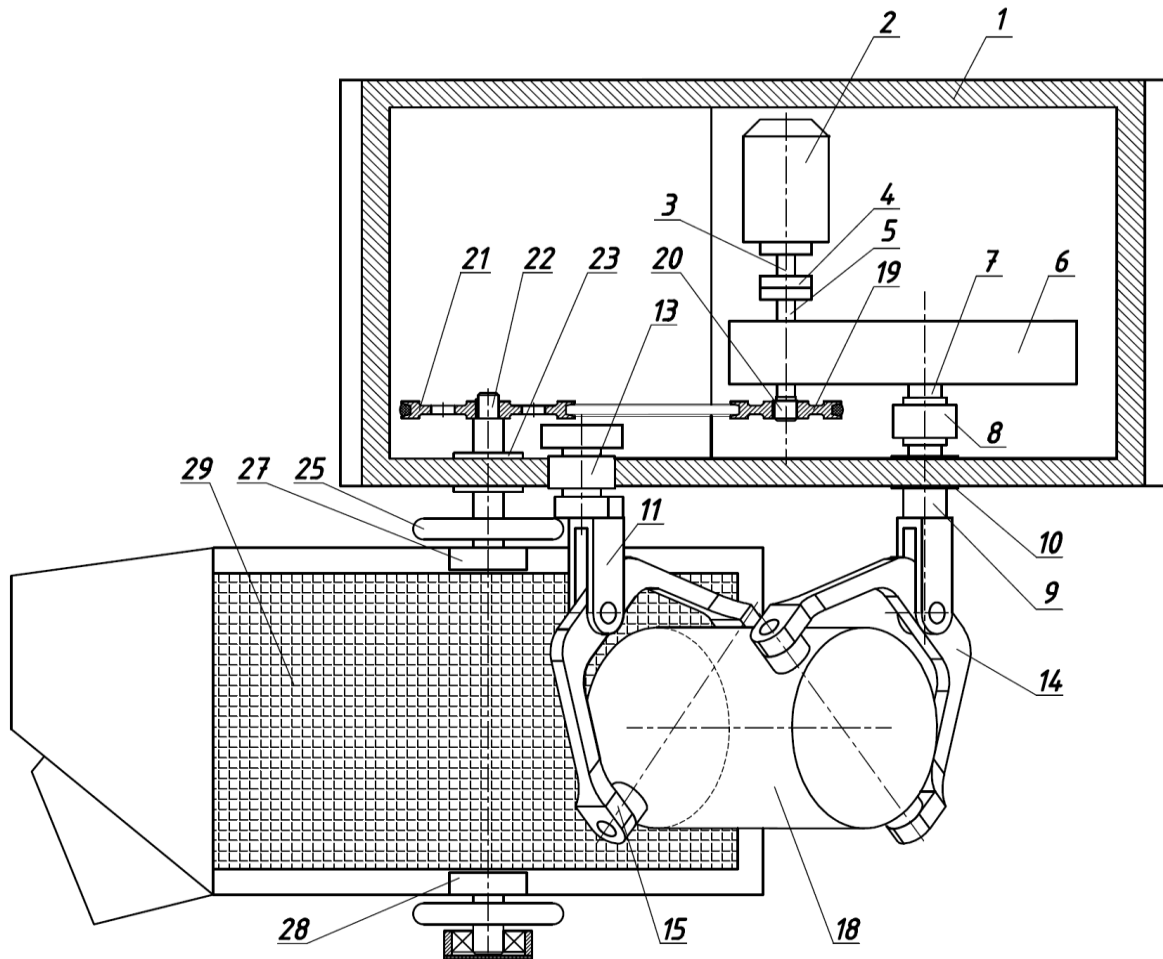


Рис. 10.15. Галтувальна машина, на якій можливо реалізувати процес сепарації оброблених деталей від технологічного середовища – вид зверху

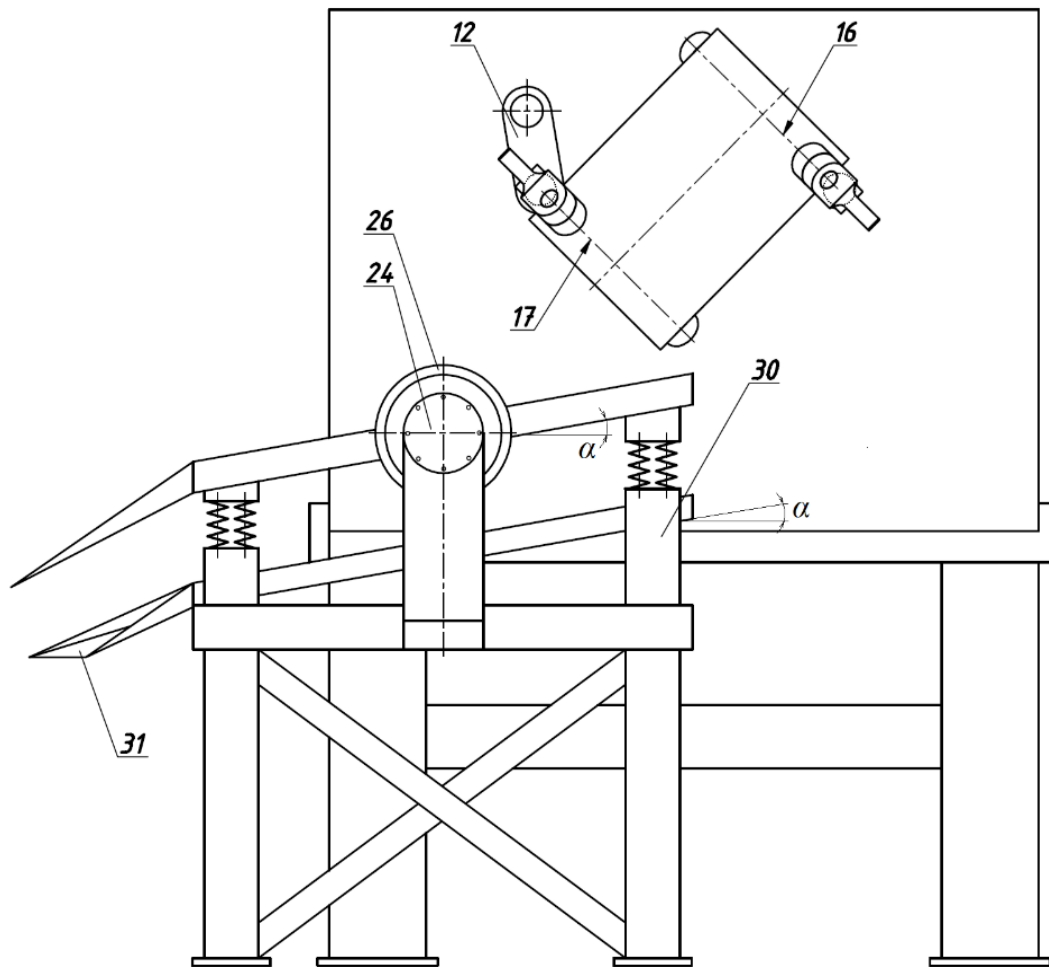


Рис. 10.15. Галтувальна машина, на якій можливо реалізувати процес сепарації оброблених деталей від технологічного середовища – вид спереду

Машина для обробки деталей може працювати в двох режимах: А та Б.

В режимі А, при увімкненні електродвигуна 2, що розташований в станині 1, вал 3 обертається проти годинникової стрілки. Крутний момент від валу 3 через фланцеву муфту 4 передається на швидкохідний вал 5. Муфта вільного ходу 20, при обертанні валу 3 проти годинникової стрілки не спрацьовує та не передає крутний момент на ведучий шків 19 пасової передачі – він нерухомий. Крутний момент від швидкохідного валу 5 передається на тихохідний вал 7 який обертається вже за годинниковою стрілкою. При обертанні за годинниковою стрілкою тихохідного валу 7 спрацьовує муфта вільного ходу 8, яка передає крутний момент на ведучий вал 9, який встановлений в підшипниковій опорі 10, та на вилку 14. Обертальний рух від вилки 14 передається на робочу ємкість 18, вилку 15, ведений вал 11. Обертання веденого валу 11 призводить до коливального руху коромисла 12, яке встановлено в підшипниковій опорі 13. Робоча ємкість 18 отримує складний просторовий рух. Так виконується основний етап процесу обробки деталей: шліфування, полірування, відділення деталей від ливників тощо.

По завершенню основного етапу процесу обробки деталей машина зупиняється вимкненням електродвигуна 2 в такому положенні (рис. 10.15), щоб вміст робочої ємкості 18 міг бути вільно висипаний на поверхню сита 29.

Після того, як весь вміст робочої ємкості 18 (оброблені деталі та робоче абразивне середовище у вигляді дрібних вільних гранул або оброблені деталі та відокремлені ливники) висипаний на поверхню сита 29, машина вмикається в режим роботи Б.

В режимі Б, при увімкненні електродвигуна 2, що розташований в станині 1, вал 3 обертається за годинниковою стрілкою. Крутний момент від валу 3 через фланцеву муфту 4 передається на швидкохідний вал 5 та тихохідний вал 7 редуктора 6. Муфта вільного ходу 8, при обертанні валу 3 за годинниковою стрілкою не спрацьовує та не передає крутний момент на ведучий вал 9 – він нерухомий. Муфта вільного ходу 20, при обертанні швидкохідного валу 5 за годинниковою стрілкою спрацьовує та передає крутний момент на ведучий шків 19 пасової передачі. Крутний момент від ведучого шківа 19 передається на ведений шків 21 пасової передачі. Разом зі шківом 21 обертається ексцентриковий вал 22, який встановлений в підшипникових опорах 23 та 24, махові колеса 25 та 26, а також ексцентрики 27 та 28. Обертання ексцентриків 27 та 28 призводить до вібрації сита 29, яке буде циклічно змінювати напрямок переміщення у вертикальній та горизонтальній площинах. Вібрація сита 29 буде призводити до сепарації оброблених деталей від абразивного середовища: оброблені деталі, розміри яких більші ніж отвори на ситі, будуть по похилій поверхні сита проковзувати та падати у підставлену ємкість, абразивне середовище, одиничні компоненти якого значно менші за розміри оброблених деталей, крізь отвори у поверхні сита 29 будуть потрапляти в лоток 31, звідти скочуватися в іншу ємкість.

Для вільного проковзування оброблених деталей по поверхні сита 29, а також абразивних компонентів по поверхні лотка 31, слід забезпечити нахил їх поверхонь до горизонтальної площини в межах  $10^{\circ}$  –  $20^{\circ}$ .

#### **10.4. Конструкції машин з планетарно-відцентровими робочими ємкостями**

Тривалість і якість обробки в обертових барабанах визначаються параметрами руху робочого середовища в барабані установки. У свою чергу ці параметри визначаються характером і інтенсивністю силового впливу на робоче середовище. Силовий же вплив залежить від схеми руху барабанів з робочим середовищем, кутових швидкостей обертання і конструктивних співвідношень установки. У такий спосіб керуючи силовим впливом на робоче середовище стає можливим змінювати інтенсивність обробки, її характер, що дозволяє використовувати одне і теж технологічне устаткування для рішення різних технологічних задач. Схема планетарно-відцентрової установки з вертикальними осями обертання ємкостей і водила представлена на рис. 10.16.

У зв'язку з цим перспективним є розвиток технологічних процесів обробки в планетарних барабанах у напрямку інтенсифікації процесів шляхом оптимізації силового впливу на робоче середовище і створення багатофункціонального устаткування з розширеними технологічними можливостями. Здійснення цього можливе в устаткуванні зі складними схемами руху барабанів або видозміною форми барабанів. Форма барабанів визначає кількість робочого середовища, яке рухається в ковзному шарі,

можливість утворення в робочому середовищі застійних зон, сили зіткнення елементів середовища зі стінками барабана.

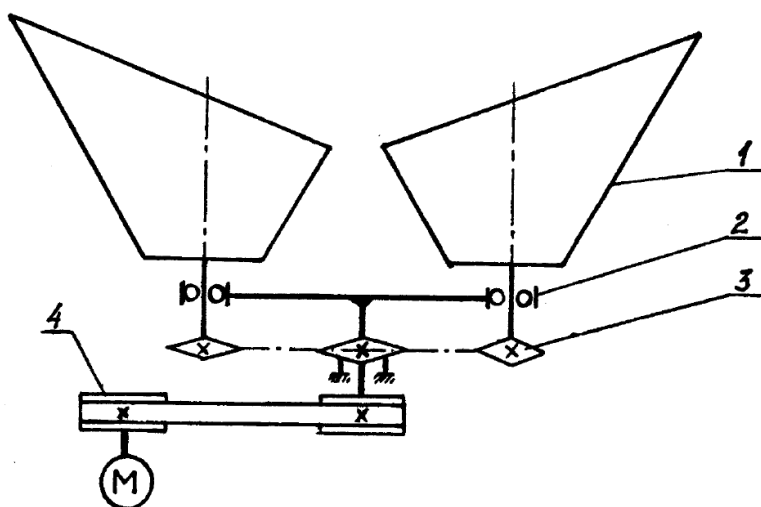


Рис. 10.16. Схема планетарно-відцентрової установки з вертикальними осями обертання ємкостей і водила

Послідовне нанесення значної кількості мікроударів та інтенсивне перемішування частинок наповнювача і деталей створює умови для ефективного та якісного зачищення деталей від облою.

У планетарно-відцентровій установці з вертикальними осями обертання ємкостей і водила представленої на рис. 10.16 [211] ємкості мають форму зрізаного конуса. При обертанні ємкостей відносно осі водила оброблювані деталі і наповнювач під дією відцентрових сил притискуються до тієї стінки ємності, яка описує велике коло, але від того що вона обертається ще і навколо власної осі, робоча суміш рухається від меншої твірної конусу до більшої і навпаки. Оброблювальні деталі і наповнювач здійснюють складний рух всередині об'єму ємності. При цьому виключається можливість утворення у нижній основі конусу застійних зон. Використання робочих ємкостей описаної конструкції створює умови для більш інтенсивної об'ємної обробки деталей при незначних швидкостях їх руху, що дуже важливо при обробці пластмасових деталей, тому, що в цьому випадку стає неможливим пошкодження їх поверхні від різних ударів під час зіткнень між собою і з наповнювачем.

У значній мірі умови, що забезпечують ефективну обробку формованих деталей, та розширення технологічних можливостей реалізовані в установці з тривимірним рухом ємності шляхом визначення оптимальних співвідношень параметрів і вибором форми ємності. У даній установці ємності виконані у вигляді тіла обертання, твірна, якого – циклоїда. Схематичне зображення установки представлено на рис. 10.17.

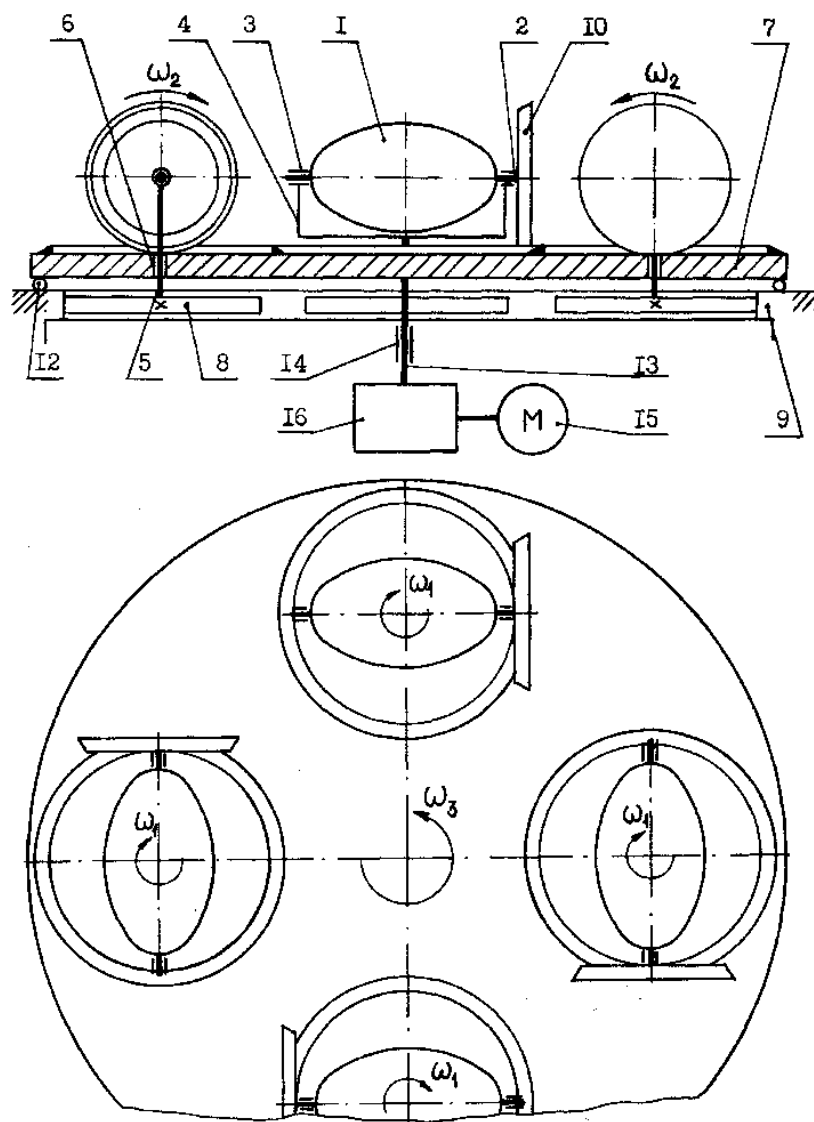


Рис. 10.17. Схема планетарно-відцентрової установки з тривимірним рухом ємності

Установка складається з робочих ємностей 1, які розташовані на валах 2. Вали закріплені в підшипникових вузлах 3 опор 4. Нижні частини опор 4 виконані у виді валів 5, що встановлені в підшипникових вузлах 6, водила 7. На нижніх кінцях валів 5 опор 4 закріплені зубчасті колеса 8, що входять у зачеплення з зубчастим вінцем 9. На горизонтальних валах 2 робочих ємностей 1 закріплені фрикційні колеса 10, що зчіплюються з фрикційними накладками 11 на водилі 7. Водило 7 спирається на підшипники 12 і посаджене на вал 13, що встановлений у підшипникових вузлах 14. Вал 13 приводиться в обертання від електродвигуна 15 через редуктор 16.

Працює установка в такий спосіб. Ємності 1 завантажуються робочим середовищем, включається електродвигун 15, що приводить в обертання водило 7 зі швидкістю  $\omega_3$ , при цьому зубчасті колеса 8 обкатуються по вінцю 9 і приводять у відносний рух навколо вертикальної осі опори 4 з ємностями 1 зі швидкістю  $\omega_1$ . При обертанні контейнерів 1 навколо вертикальних осей фрикційні колеса 10 обкатуються по накладках 11 і забезпечують ємностям відносний рух навколо горизонтальної осі зі швидкістю  $\omega_2$ . Таким чином,

ємності здійснюють складний тривимірний рух, що складається з переносного і двох відносних, завдяки цьому досягається інтенсивне ковзання шарів робочого середовища. В залежності від фази руху ємкостей відбувається різне переміщення середовища. Інтенсивному руху середовища сприяє форма робочих ємкостей. Циклоїда – гравітаційна скатна крива, при русі по якій під дією сили ваги тіла досягають найбільшої швидкості. Завдяки цьому при русі середовища уздовж горизонтальної осі ємності утворюється ковзний з високою швидкістю шар. Крім того, у таких ємкостях відбувається плавне гальмування ковзного середовища, а також відсутні різкі переходи між стінками, що виключає удари середовища об стінки ємності і забезпечує високу якість обробки деталей з полімерних матеріалів. Відцентрові сили, що виникають від переносного обертання ємкостей  $\omega_3$  і відносно обертання навколо горизонтальної осі  $\omega_2$ , забезпечують підйом середовища по бічній поверхні ємності і створення ковзного шару в момент, коли осі ємкостей розташовані перпендикулярно радіусу водила. Сили, що виникають від відносного обертання ємкостей навколо своєї вертикальної осі  $\omega_1$  і від переносного обертання ємності  $\omega_3$ , забезпечують інтенсивний рух всього об'єму робочого середовища уздовж твірної ємності та створення значного по об'єму ковзного шару в момент, коли осі ємкостей розташовані паралельно радіусу водила. При русі середовища уздовж твірної відбувається його розпушення в тій частині ємності, з якої вона скачується та ущільнення – у протилежній. Планетарно-відцентрова установка з вертикальною віссю обертання водила і горизонтальною віссю обертання барабану представлена на рис. 10.18 – 10.19.

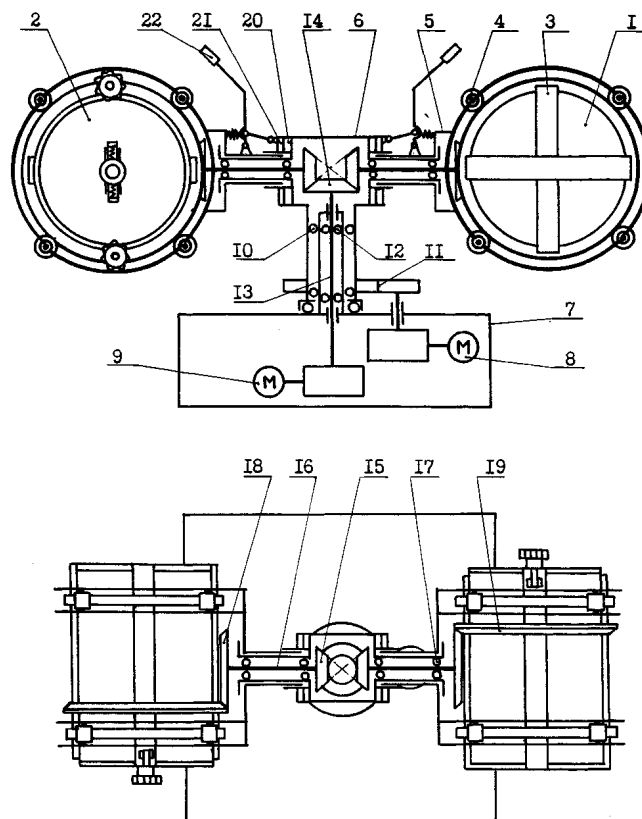


Рис. 10.18. Схема планетарно-відцентрової установки

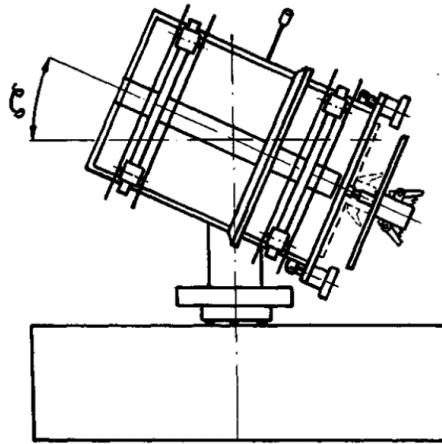


Рис. 10.19. Схема планетарно-відцентрової установки для відділення деталей від ливників. Барабан показаний у положенні, при якому здійснюється вивантаження деталей

Установка складається із знімних барабанів з кришками 2, закріпленими в касетах 3, встановлених на роликівих опорах 4 вилки 5, яка одягнена на водило 6 з можливістю повороту навколо горизонтальної осі, станини 7, приводів 8 обертання водила 6 і 9 обертання барабанів 1. Водило 6 встановлено на станині 7, за допомогою підшипникових опор 10 і з'єднане з приводом 8 за допомогою зубчастої передачі 11. В підшипникових опорах 12, в станині 7 встановлено вал 13, з'єднаний з приводом 9, на кінці якого розташоване зубчасте колесо 14, яке зачіплюється з зубчастими колесами 15, розташованими на валах 16, встановлених у підшипникових вузлах 17 вилок 5. На протилежних кінцях валів 16 закріплено зубчасті колеса 14, які входять в зачеплення із зубчастим вінцем 19, закріпленим на касеті. На водилі закріплені нерухомі пів- муфти 20, муфти фіксації кутового положення барабану. З ними в зачеплення входять рухомі півмуфти 21, які встановлено з можливістю поздовжнього переміщення на вилці 5, якими можливо керувати за допомогою підпружинених важелів 22. Кришка 2 складається з двох половин: перфорованої, закріпленої на торці барабана і суцільної, встановленої з можливістю повздовжнього переміщення відносно перфорованої.

Привод 8 обертає водило 6 і рух за допомогою зубчатих колес 14, 15, 18, 19 передається касетам 3 із закріпленими у них барабанами 1. Барабани здійснюють переносний рух з частотою  $\omega_2$  відносно вертикальної осі обертання водила і відносно обертання навколо власної горизонтальної осі з частотою  $\omega_1$ . Після закінчення роботи барабани 1 можуть бути встановлені під деяким кутом  $\zeta$  за допомогою муфти фіксації кутового положення (рис. 10.19). Привод 9 обертає барабани при нерухомому водилі 6. При цьому здійснюється сепарація деталей від ливників і їх вивантаження крізь перфоровану половинку кришки 2. Кут нахилу  $\zeta$ , що визначений експериментально, повинен бути у діапазоні  $20^\circ \pm 10^\circ$ .

Обробка в такій установці здійснюється без застосування наповнювача, обробляються формовані деталі з полімерних матеріалів, легких сплавів, тощо.

Розглянуті планетарно-відцентрові установки можуть успішно застосовуватись для видалення облою і ливників з деталей із еластичних полімерних матеріалів у середовищі низьких температур.

Як холодоагент доцільно використовувати рідкий азот. Подача азоту в барабан може здійснюватися двома способами – безперервно у процесі обробки з резервуару, закріпленого на установці, з автоматично спрацьовуючим від датчика температури клапаном. Або азот може подаватися у барабан тільки перед початком обробки з окремого резервуару. Досвід показує [212], що витрати азоту становитимуть 0,4...1,0 л на 1 кг оброблюваних деталей. Охолодження деталей здійснюється до температури крихкості:  $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$  – поліамід,  $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$  – поліетилен.

Дослідним шляхом [213] встановлено, що при товщині облою 0,1...0,5 мм для його видалення необхідно здійснити удар з енергією  $3,5 \cdot 10^{-3}$  ...  $27 \cdot 10^{-3}$  Дж. Для одержання необхідної ударної дії найпростіше використовувати наповнювач у вигляді сталевих полірованих куль діаметром 5...10 мм. Барабан, у відповідності до розроблених рекомендацій, заповнюється робочим середовищем на 50...60 % від свого об'єму. Наповнювач становить 35...60 % від об'єму робочого середовища. За таких умов досягається максимальна продуктивність і час обробки деталей з більшості полімерних матеріалів легкої промисловості в середовищі низьких температур становить 2...7 хв.

#### **10.5. Технологічні процеси обробки полімерних деталей абразивом у вигляді вільних гранул та відділення металевих деталей від ливників у середині робочих ємкостей, що виконують складний просторовий рух**

Підвищення ефективності та зменшення часу, що витрачається на обробку полімерних деталей, зокрема легкої промисловості, є актуальною задачею на теперішній час. З розділу 1 відомо, що на сьогоднішній день переважна більшість всіх технологічних операцій галтування, які являють собою шліфування та полірування полімерних деталей абразивом у вигляді вільних гранул виконується в машинах, де циліндричний чи гранований барабан виконує лише обертальний рух. Однак, такий спосіб обробки малооефективний та потребує значних витрат часу.

Таким чином, на основі експериментальних досліджень обробки полімерних деталей, результати яких представлені у частині 5.2, було розроблено нові способи вологого полірування та шліфування полімерних деталей абразивом у вигляді вільних гранул в середині робочої ємкості, що виконує складний просторовий рух.

Спосіб вологого полірування полімерних деталей [214], що пояснюється кресленням, представленим на рис. 10.20, суть якого полягає в тому, що в робоча ємкість 1, яка виконує складний просторовий рух, переміщуючись одночасно в трьох взаємноперпендикулярних площинах та обертаючись навколо власної осі 2, завантажуються необроблені деталі 3, дрібнодисперсна пемза 4 та абразивні керамічні тіла 5 складної геометричної форми, які заливають водою на рівень, що на 5–10% нижче рівня насипного масиву.



Доцільно, щоб промивання полімерних деталей здійснювалося водою після перших 3 – 6 годин, після чого продовжують промивання відполірованих полімерних деталей у мильному розчині.

Застосування пемзи в технологічному процесі дає можливість значно зменшити найбільшу величину мікронерівностей профілю поверхні, обробити важкодоступні місця деталей такі як проточки, галтелі, отвори, різного роду заглиблення, що практично не контактуватимуть з абразивними керамічними тілами складної геометричної форми.

Основний етап полірування поверхні деталей абразивними керамічними тілами складної геометричної форми слід проводити при забезпеченні каскадного або змішаного каскадно-водоспадного режимів руху сипкого робочого середовища, щоб збільшити час контакту між поверхнею оброблюваної деталі та абразивним матеріалом, а також, щоб унеможливити виникнення явища удару при зіткненні деталей зі стінками робочої ємкості.

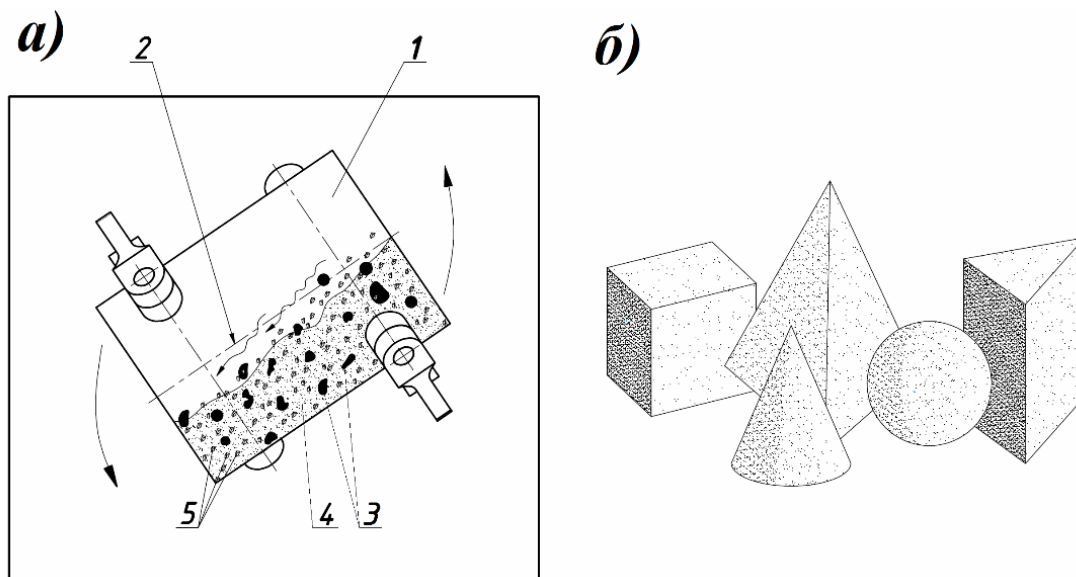


Рис. 10.20. а) схематичне зображення робочої ємкості із завантаженими полімерними виробами та абразивним масивом, б) абразивні керамічні тіла різної геометричної форми

Основний етап полірування поверхні деталей абразивними керамічними тілами складної геометричної форми слід проводити при забезпеченні каскадного або змішаного каскадно-водоспадного режимів руху сипкого робочого середовища, щоб збільшити час контакту між поверхнею оброблюваної деталі та абразивним матеріалом, а також, щоб унеможливити виникнення явища удару при зіткненні деталей зі стінками робочої ємкості.

Сумарний час обробки деталей залежить від необхідної величини шорсткості поверхні деталей, ступеня заповнення робочої ємкості, її об'єму, а також від об'ємного співвідношення абразивного матеріалу та оброблюваних деталей, однак в середньому становить від 8 до 24 годин безперервної роботи машини. Зі збільшенням об'єму практично прямопропорційно зменшується час обробки, в зв'язку з тим, що оброблювані деталі за один цикл переміщення

будуть долати більший шлях тертя. Рекомендований ступінь заповнення робочої ємкості повинен становити 50% від її загального об'єму. Співвідношення абразивного матеріалу та оброблюваних деталей повинно бути не менш, ніж 2:1 відповідно.

Для того, щоб мати змогу з однаковою інтенсивністю обробити всю поверхню деталі, в тому числі, важкодоступні місця (проточки, отвори, впадини), раціонально застосовувати керамічні тіла з різною геометричною формою. Розмір та геометрична форма абразивних керамічних тіл залежить від форми та розміру оброблюваних деталей та їх фізико-механічних властивостей. Рекомендовано, щоб розмір абразивних керамічних тіл був в 2 рази менший від розміру мінімального оброблюваного отвору деталі, котрий, в свою чергу, більший за 8 мм. Якщо отвори у виробі не передбачені, то розмір абразивних керамічних тіл повинен бути в 5 – 10 різів менший за максимальний габаритний параметр оброблюваної деталі.

Промивання відполірованих деталей у мильному розчині необхідне для повного їх очищення від дрібнодисперсного пилу, що утворюється в процесі обробки.

В робочу ємкість 1, яка виконує складний просторовий рух, переміщаючись одночасно в трьох взаємоперпендикулярних площинах та обертаючись навколо власної осі 2, завантажуються в необхідних співвідношеннях необроблені деталі 3, дрібнодисперсна пемза 4 та абразивні керамічні тіла 5 складної геометричної форми. Після 3 – 6 годин процесу полірування пемза 4 повністю виключається з технологічного процесу. По завершенню процесу полірування, деталі 3 промиваються у мильному розчині.

Під час технологічного процесу в робочій ємкості 1, яка виконує складний просторовий рух та одночасно обертається навколо власної осі 2, деталі 3 отримують всі ступені свободи, займають різне положення в середині робочої ємкості 1, піддаються впливу різного роду сил, стикаються між собою, абразивним матеріалом 5 та робочою ємкістю 1 під різним кутом. Багаточислені зіткнення оброблюваних деталей 3 та абразивних керамічних тіл 5 складної геометричної форми відбуваються одночасно з усіх боків, саме тому вся поверхня деталей 3 оброблюється практично рівномірно.

Реалізація запропонованого способу полірування полімерних деталей вільногранульованою абразивною масою дозволяє:

- значно інтенсифікувати процес обробки деталей за рахунок складного просторового руху робочої ємкості;
- збільшити продуктивність та зменшити час, що витрачається на виконання технологічної операції;
- досягнути шорсткості поверхні виробів за середньоарифметичним значенням мікронерівностей відхилення профілю до 0,1 мкм. Оброблена поверхня деталей стає глянцевою.

Такий спосіб може бути використаний для покращення якості поверхні дрібних деталей – полірування. В такий спосіб можуть оброблятися найрізноманітніші деталі, що застосовуються в машинобудуванні, приладобудуванні, у фурнітурному виробництві.

Спосіб вологого шліфування полімерних деталей [215], полягає в тому, що в робочу ємкість, яка виконує складний просторовий рух, завантажуються в необхідних співвідношеннях необроблені деталі 3, дрібнодисперсна пемза 4 та абразивні керамічні тіла 5 складної геометричної форми, таким чином, відбувається основний етап обробки деталей упродовж 6 годин. По завершенню основного етапу шліфування, деталі 3 промиваються у мильному розчині та проходять додаткову обробку технічним вазеліном в робочій ємкості впродовж декількох годин.

Подальша обробка в робочій ємкості технічним вазеліном забезпечує повне очищення матової поверхні деталей від дрібнодисперсних продуктів та покращує якість обробленої поверхні.

Основний етап шліфування поверхні слід проводити при забезпеченні каскадного або змішаного каскадно-водоспадного режимів руху сипкого робочого середовища, щоб збільшити час контакту між поверхнею оброблюваної деталі та абразивним матеріалом, а також, щоб унеможливити виникнення явища удару при зіткненні деталей зі стінками робочої ємкості.

В такий спосіб можуть оброблятися найрізноманітніші деталі, що застосовуються в машинобудуванні, приладобудуванні, у фурнітурному виробництві.

При реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей від ливників [216, 217] основний етап об'ємної обробки металевих деталей слід проводити при забезпеченні водоспадного режиму руху робочого середовища. Таким чином значно підвищується кінетична енергія при переміщенні деталей, з'єднаних з ливниковою системою. Виникає явище «удару» при зіткненні деталей зі стінками робочої ємкості та одна з одною, що сприяє їх швидкому відділенню від ливників.

Сумарний час об'ємної обробки металевих деталей залежить від типу оброблюваних деталей, фізико-механічних властивостей сплаву металу, способу їх з'єднання з ливником, кількості деталей, які з'єднані з одним ливником, ступеня заповнення робочої ємкості, однак в середньому становить від 5 до 30 хвилин безперервної роботи машини. Рекомендований ступінь заповнення робочої ємкості повинен бути в межах 60 – 80% від її загального об'єму.

Після основного етапу об'ємної обробки металевих деталей виконують їх сепарацію від ливників за допомогою вібраційних сит. Ливники відправляють на повторний цикл обробки, переплавляючи їх, а відокремлені деталі – на промивання.

Промивання деталей у мильному розчині необхідне для повного їх очищення від дрібнодисперсного пилу, що утворюється в процесі обробки.

В робочу ємкість, яка виконує складний просторовий рух, переміщаючись одночасно в трьох взаємно перпендикулярних площинах та обертаючись навколо власної вісі, завантажуються необроблені деталі, які з'єднані з ливниками в межах 60 – 80% від загального об'єму робочої ємкості. Процес обробки деталей, при якому останні відділяються від ливників триває упродовж 5 – 30 хвилин безперервної роботи машини, після чого проводять сепарацію

оброблених відділених деталей від ливників та виконують їх промивання у мильному розчині.

Під час технологічного процесу в робочій ємкості, яка виконує складний просторовий рух в трьох взаємно перпендикулярних площинах та одночасно обертається навколо власної вісі, необроблені деталі інтенсивно, при реалізації водоспадного режиму руху, переміщуються в середині робочої ємкості, при цьому вони отримують всі ступені свободи, піддаються впливу різного роду сил, вдаряються з великою швидкістю в стінки робочої ємкості, а також стикаються між собою під різним кутом. Багаточисленні зіткнення оброблюваних деталей зі стінками робочої ємкості та одна з одною відбуваються стохастичне з різних боків деталі, що швидко призводить до відділення деталей від ливників.

Реалізація запропонованого способу обробки металевих деталей дозволяє:

- значно інтенсифікувати процес відділення металевих деталей від ливників за рахунок складного просторового руху робочої ємкості;
- збільшити продуктивність та зменшити час, що витрачається на виконання технологічної операції;

Такий спосіб може бути використаний для металевих деталей, які виготовляються шляхом лиття і потребують подальшого відокремлення від ливників. Це можуть бути найрізноманітніші металеві деталі, що застосовуються в машинобудуванні, металеві деталі, що використовуються у фурнітурному виробництві, зокрема деталі замків «блискавка».

## **ВИСНОВКИ. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Вищеописані дослідження були присвячені вирішенню важливої прикладної задачі – підвищенню продуктивності виконання фінішних галтувальних технологічних операцій.

Завдяки проведеним дослідженням та отриманим науковим результатам з'явилася можливість використовувати машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей (типу «Turbula») не тільки для процесів змішування сипких речовин, але й для обробки деталей (покращення якості поверхні виробів (шліфування та полірування), відділення деталей від ливників тощо).

Обробка деталей в досліджуваному обладнанні є значно продуктивнішою та більш ефективною ніж аналогічна обробка деталей у вібраційному обладнанні та машинах з обертальними робочими ємкостями.

В ході проведених досліджень були отримані рекомендації щодо режимів руху робочого середовища в середині ємкостей, що виконують складний просторовий рух та встановлено взаємозв'язок між кутовою швидкістю ведучого валу, габаритними параметрами робочої ємкості та режимами руху сипкого робочого середовища, були отримані аналітичні залежності для розрахунку максимального моменту опору та максимального значення потужності, що споживається на ведучому валу машини. Усі результати аналітичних досліджень підтверджені експериментально. Крім того, експериментально доведено, що для забезпечення ефективної обробки полімерних деталей легкої промисловості необхідно забезпечити змішаний режим руху робочого середовища в ємкості.

Все це створило необхідну інформаційну та розрахункову базу для подальшої практичної реалізації процесів обробки дрібних полімерних та металевих деталей в машинах, робочі ємкості яких виконують складний просторовий рух.

Частина отриманих результатів вже реалізована у вітчизняній промисловості шляхом підписання ліцензійних угод на використання відповідних результатів інтелектуальної власності, а саме:

Отримані дані та розрахункові залежності в результаті проведених досліджень, а також відповідна технічна документація прийняті до використання на Фастівському машинобудівному заводі ПАТ «Факел».

Розроблено машину зі складним рухом робочої ємкості для виконання таких технологічних операцій: очищення поверхонь металевих деталей (гайки, болти, шайби, втулки, короткі елементи трубопроводів, відводи, патрубки, штуцера, заглушки, монтажні запчастини, кріпильні елементи, тощо) від задирок, заусенцій та продуктів корозії, а також заокруглення гострих країв. Розрахунок технологічних та конструктивних параметрів машини виконаний з дотриманням залежностей та рекомендацій, отриманих в результаті проведених в дисертаційній роботі аналітичних та експериментальних досліджень машини зі складним рухом робочої ємкості.

Таким чином, на Фастівському машинобудівному заводі ПАТ «Факел» в результаті заміни базового технологічного процесу галтування металевих деталей з використанням обертового барабану БГ– 80 на новий технологічний процес галтування металевих деталей із застосуванням машини зі складним рухом робочої ємкості, очікувана продуктивність обробки деталей підвищиться в 2 – 3 рази (в залежності від типу оброблюваних деталей), зменшаться затрати на електроенергію та час обробки деталей.

Очікуваний річний економічний ефект (за розрахунком на 2016 рік) від впровадження галтувальної машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості згідно патенту України на корисну модель №89571 складе 5'574 грн. на одну установку.

Між Київським національним університетом технологій та дизайну та Публічним акціонерним товариством «Факел», Фастівським заводом хімічного машинобудування «Червоний Жовтень», а також Товариством з обмеженою відповідальністю «Поліпласт» було укладено ліцензійні договори про продаж не виключної ліцензії на використання корисних моделей за патентами. Крім того, між Між КНУТД та ТОВ "Поліпласт" було укладено угоду про співпрацю від 21 липня 2016 року.

У 2019 – 2020 роках результати наукових досліджень впроваджені на підприємстві легкої промисловості по виготовленні замків «Блискавка» ПрАТ «Молнія» (с.м.т. Баришівка, Київська область).

Зокрема, було проведено виробничу апробацію щодо виконання технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників із використанням галтувальної машини зі складним проторовим рухом робочої ємкості. Оцінка якості оброблюваних деталей, яка була проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

Після чого, між КНУТД та ПрАТ «Молнія» було укладено ліцензійні договори про продаж ліцензії на використання корисних моделей за патентами, підписано угоду про співпрацю.

Таким чином було впроваджено одну із розроблених конструкцій галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості для виконання технологічних операцій відділення металевих деталей засмка «блискавка» від ливників та подальшої їх сепарації. Очікуваний річний економічний ефект (за розрахунком на 2019 рік) від впровадження галтувальної машини склав 25'826,3 грн. в рік на одну установку.

Результати наукових досліджень також впроваджені у навчальний процес кафедри автомобільного транспорту, а також кафедри сучасної інженерії та нанотехнологій ЗВО «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» для студентів освітньої програми «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт», а також освітньої програми «Хімічні технології та інженерія» галузі знань 16 «Хімічна технологія та біоінженерія» спеціальності 161 «Хімічні технології та інженерія».

## ЛІТЕРАТУРА

1. Галтування [електронний ресурс] // Вікіпедія. Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Галтування> (дата звернення: 20.10.2015 р.). – Назва з екрану;
2. Кремень З.И., Юрьев В.Г., Бабошкин А.Ф. Технология шлифования в машиностроении – Санкт-Петербург: Политехника, 2007. - 425 с;
3. Панасюк І.В. Особливості оздоблювально-зачищувальної обробки деталей легкої промисловості технологічним середовищем / І.В.Панасюк, О.П. Бурмістенков, М.Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – №3. – С. 190-194;
4. Шварц А.И. Механизация и автоматизация производства формовых РТИ: Учебное пособие для рабочего образования. М.: Химия, 1987. - 176 с;
5. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості : монографія / О. П. Бурмістенков, Б. М. Злотенко, В. П. Коновал, І. В. Панасюк, М. Є. Скиба, О. М. Синюк. - Хмельниц., 2007. - 255 с;
6. Манин В.Н., Громов А.Н. Физико-химическая стойкость полимерных материалов в условиях эксплуатации. Л.: Химия, 1980. - 248 с;
7. Несмелов С.В. Полировка Металлов пастами ГОИ // Оптико-механическая промышленность. - 1939. Т.9. - №3. - С. 11 - 13;
8. Зенков П.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машиностроение, 1964. - 231 с;
9. Гирщик Р.Л. Оборудование для удаления облоя с формовых резино-технических изделий / Р.Л. Гирщик, И.А. Натансон. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1975. - 75 с;
10. Копин В.А., Макаров В.Л., Ростовцев А.М. Обработка изделий из пластмасс. - М.: Химия, 1988. - 176 с;
11. Манин В.Н., Громов А.Н. Физико-химическая стойкость полимерных материалов в условиях эксплуатации. - Л.: Химия, 1980. – 248с;
12. Подураев В.Н. Технология физико-химических методов обработки. - М.: Машиностроение, 1985. - 264 с;
13. Schmotz K. // Galvanotechnik. – 1972. – В. 63., N 4. - S. 325-334;
14. Разработка оборудования для транспортирования и смешивания порошкообразных материалов / А.Г. Червоненко, И.А. Шуляк, Ю.В. Заболотный [и др.] // Порошковая металлургия. – 1982. – № 11. – С. 96– 100;
15. Макаров, Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю.И. Макаров. – М., 1973. – 215 с;
16. Авторское свидетельство СССР №837800, кл. В 24 В 31/02, 1979;
17. Коротин А.И. Технология нанесения гальванических покрытий: Учеб. пособие для сред. проф.-техн. училищ. - М.: Высш. шк., 1984. - 200 с;
18. Валуйский, В.Я. Продвижение сыпучих продуктов через наклонный барабан / В.Я. Валуйский // Известия вузов. Сер. Пищевая технология. – 1965. – № 1. – С. 139 – 142;

19. Пат. України 6219, МПК В 24 В 31/02. Устрій для галтовки виробів / Турік Ю.О., заявник та патентовласник Турік Ю.О. - № 2950551/25-08; заяв. 02.07.1980, опуб. 29.12.1994, бюл. № 8-І/1994;
20. Пат. України 38253, МПК В24В 31/033. Спосіб об'ємної обробки поверхні деталі / Буря О.І., Фасатуров С.С., Кобець А.С., Деркач О. Д., заявник та патентовласник Дніпропетровський державний аграрний університет - № 2000063429; заяв. 12.06.2000, опуб. 15.05.2001, бюл. № 4/2001;
21. Пат. України 96362, МПК В24В 31/108, В24В 31/033, В24В 31/02. Пристрій для поверхневої обробки деталей / Кіпчарський С.В., Кіпчарський В.П., Анділахай О.О., заявник та патентовласник Приазовський державний технічний університет - № а201004444; заяв. 16.04.2010, опуб. 25.10.2011, бюл. № 20/2011;
22. Пат. України 42393, МПК В24В 31/02. Пристрій для об'ємної ротаційної обробки деталей / Мелконов Г.Л., заявник та патентовласник Мелконов Г.Л. – № u200809794; заяв. 28.07.2008, опуб. 10.07.2009, бюл. № 13/2009;
23. Пат. України 30405, МПК В24В 31/067. Пристрій для вібраційної обробки деталей / Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С., Товстушко М.М., заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет - № u200712138; заяв. 02.11.2007, опуб. 25.02.2008, бюл. № 4/2008;
24. Шумакова Т. А. Инструмент для виброабразивной обработки деталей : монография / Т. А. Шумакова, В. И. Шаповалов, Ю. И. Гутько; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. - Луганск : Ноулидж, 2011. - 59 с;
25. Кореняко А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - К.: "Вища школа", 1970. - 332 с;
26. Пат. України 38804, МПК В24В 31/067. Вібраційна машина / Силивонюк А.В., Нахаєв П.П., Тимощук В.М., заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет - № u200805362; заяв. 24.04.2008, опуб. 26.01.2009, бюл. № 2/2009;
27. Пат. України 8831, МПК В24В 31/06. Спосіб вібраційної обробки деталей / Оніщенко О.О., Баскаков Г.Г., Саповець В.М., заявник та патентовласник Науково – виробниче об'єднання «Хімтекстильмаш» - № 4135344/SU; заяв. 17.10.1986, опуб. 30.09.1996, бюл. № 3/1996;
28. Пат. України 45115А, МПК В24В 31/06. Пристрій для виброабразивної обробки / Сухаревська О.М., Лубенська Л.М., заявник та патентовласник Східноукраїнський національний університет - № 2001053434; заяв. 22.05.2001, опуб. 15.03.2002, бюл. № 3/2002;
29. Шушпанков А.Б., Иванец Г.Е. Смесительные агрегаты вибрационного типа для дисперсных материалов. // Кемерово: Кемеровский технологический ин-тут пищевой промышленности, 2008 - 152 с;
30. Шушпанков А.Б., Иванец Г.Е. Смесительные агрегаты вибрационного типа для сыпучих комбинированных продуктов. // Достижения науки и техники АПК №6, 2009 - С. 60-62;
31. Пат. України 25812, МПК В24В 31/02. Планетарна установка безперервної дії / Сілін Р.І., Гордєєв А.І., Гордєєв О.А., Урбанюк Є.А., Третько



В.В., заявник та патентовласник Хмельницький національний університет – № u200703372; заяв. 28.03.2007, опуб. 27.08.2007, бюл. № 13/2007;

32. Розробка автоматизованого відцентрового змішувача безперервної дії з додатковою зоною змішування для сипких матеріалів легкої промисловості. Автор. дис. на здобуття вченого ступеня к-та техн. наук: 05.05.10 - машини легкої промисловості Стаценко В.В. / Київський національний університет технологій та дизайну. -К., 2007. - 21 с;

33. Пат. України 32665, МПК В24В 31/06. Машина для вібропланетарної обробки / Берник П.С., Паламарчук І.П., Липовий І.Г., заявник та патентовласник Вінницький державний сільськогосподарський інститут - №u200800346; заяв. 10.01.2008, опуб. 26.05.2008, бюл. № 10/2008;

34. Пат. України 34707, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібропланетарного обробітку деталей / Серeda Л.П., Берник П.С., Ярошенко Л.В., Паращук В.Ю., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф., заявник та патентовласник Вінницький державний сільськогосподарський інститут - №99052637; заяв. 12.05.1999, опуб. 15.03.2001, бюл. № 2/2001;

35. Пат. України 53516, МПК В24В 31/104. Пристрій для обробки деталей / Бурлаков В.І., Барсуков В.А., заявник та патентовласник Приазовський державний технічний університет - № u201003922; заяв. 06.04.2010, опуб. 11.10.2010, бюл. № 19/2010;

36. Пат. України 48217, МПК В24В 31/06. Вібровідцентрова машина / Симоненко Т.С., Барсуков В.А., заявник та патентовласник Приазовський державний технічний університет - № u200909590; заяв. 18.09.2009, опуб. 10.03.2010, бюл. № 5/2010;

37. Пат. України 34562, МПК В29В 7/00. Роторний змішувач / Мікульонок І.О., Вознюк В.Т., заявник та патентовласник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» - № u200804640; заяв. 10.04.2008, опуб. 11.08.2008, бюл. № 15/2008;

38. Пат. України 34962, МПК В29В 7/02. Роторний змішувач для полімерних композицій / Мікульонок І.О., Вознюк В.Т., заявник та патентовласник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» - №u200804651; заяв. 10.04.2008, опуб. 26.08.2008, бюл. № 16/2008;

39. Пат. України 50252, МПК В29В 7/38. Змішувач для переробки полімерних матеріалів / Сівецький В.І., Сідоров Д.Е., Васильчик Н.В., заявник та патентовласник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» - № 2001128365; заяв. 05.12.2001, опуб. 15.10.2002, бюл. № 10/2002;

40. Оборудование для переработки пластмасс / Сборник под редакцией В.К. Завгороднего. М.: Машиностроение, 1976. - 406 с;

41. Пат. України 72282, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібраційної шпіндельно-планетарної обробки деталей / Берник П.С., Писаренко В.Г., Ярошенко Л.В., Боковий Є.Ф., Пазюк В.М., заявник та патентовласник Ярошенко Л.В. - № 2002054019; заяв. 16.05.2002, опуб. 15.02.2005, бюл. № 2/2005;

42. Пат. України 76113, МПК В24В 31/06. Спосіб для віброшпиндельної обробки деталей / Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф., заявник та патентовласник Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф. - № 2003020895, заяв. 03.02.2003, опуб. 17.07.2006, бюл. № 7/2006;
43. Авт. свид. СССР 992171, МПК В24В 31/02. Галтовочная установка / Бондарь Н.И., Мороз В.М., Окара О.И., заяв. 09.10.81. - № 3343724/25-08, опуб. 30.01.83, бюл. №4/1983;
44. Авт. свид. СССР 818831, МПК В24В 31/04. Устройство для галтовки деталей / Мудров П.Г., Мудров А.Г., заявитель Казанский ордена "Знак Почета" сельскохозяйственный институт им. М.Горького - №2765978/25-08, заяв. 15.05.79., опуб. 07.04.81, бюл. №13/1981;
45. Авт. свид. СССР 812535, МПК В24В 31/02. Устройство для галтовки деталей / Мудров П.Г., Мудров А.Г., Мудров А.П. заявитель Казанский ордена "Знак Почета" сельскохозяйственный институт им. М.Горького - №2736189/25-08, заяв. 12.03.79., опуб. 17.03.81, бюл. №10/1981;
46. Turbula mixer: сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. - 2015 [Електронний ресурс]. URL: <http://www.tomasovalea.cz/en/firmy/wab.htm> (дата відвідування: 18.07.2015);
47. I. Bauman. Mixing of solids in different mixing devices. / I. Bauman, D.Curi's and M.Boban. // *S\_adhan\_a* Vol. 33, Part 6, December 2008, pp. 721–731;
48. Обухов А.М. Турбулентность и динамика атмосферы. "Гидрометеиздат", 1988. - 414 с;
49. Овакимов А.Г. Анализ пассивной связи пространственного шестизвенного механизма с вращательными парами // Известие вузов СССР. - М.: Машиностроение, 1970. №2. - С. 58-61;
50. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с;
51. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. - 2-е изд., испр. и доп. - СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2009. - 248 с;
52. Панасюк І.В. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості / І.В.Панасюк, М.Г.Залюбовський // 2-га Міжнародна науково-практична інтернет-конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки" 16-20 березня 2015 р. Тези доповідей - С. 52-55;
53. Патент Российской Федерации № 2077941, МПК 15 В01F11/00. Смеситель для сыпучих и жидких веществ / Грузнова Т.А.; Малахова Г.В.; Фридкина Н.А., заявитель и патентообладатель Акционерное общество открытого типа НИКТИ "Электроприбор" - № 94045445/26; заяв. 27.12.1994, опуб. 27.04.1997, бюл. № 13;
54. Кинематический и силовой анализ механизма смесителя с избыточной связью. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к-та техн. наук: 05.02.18 - Теория механизмов и машин / Хростицкий А.А. Санкт-

Петербургский государственный политехнический университет. - Санкт-Петербург., 2012. - 16 с;

55. Bennett G.T. A New Mechanism. // Engineering. - London, 1903. № 76. - P. 777 - 778;

56. Хростицкий А. А., Терёшин В. А. Особенности структуры и геометрии пространственного шестизвенного механизма с избыточными связями // Современное машиностроение. Наука и образование.: Материалы Междунар. науч.-прак. конф.: [сайт] – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 399–409. URL: [www.mmf.spbstu.ru/konf\\_2011/55.pdf](http://www.mmf.spbstu.ru/konf_2011/55.pdf);

57. Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., Терёшин В. А. Исследование структуры, геометрии и кинематики механизма с избыточными связями // XXXIX Неделя науки СПбГПУ: материалы междунар. науч.-прак. конф. Ч. IV. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – С. 151–153;

58. Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., Терёшин В.А. Особенности задачи исследования геометрии механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. – № 4 (135). – С. 122–126;

59. Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011, №2;

60. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Геометрия и кинематика механизма турбулентного смесителя // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. - С. 701 - 708;

61. Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., Терёшин В. А. Методика силового расчёта парадоксальных механизмов с избыточными связями // XL Неделя науки СПбГПУ: материалы междунар. науч.-прак. конф. Ч. IV. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 136–138;

62. Хростицкий А. А., Терёшин В. А. Силовой анализ парадоксального механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. – № 4 (135). – С. 133–137;

63. Наукові основи проектування технологічних процесів обробки деталей взуття та фурнітури. Автор. дис. на здобуття вченого ступеня д-ра техн. наук: 05.19.06 - технологія взуттєвих і шкіряних виробів Панасюк І.В. / Київський національний університет технологій та дизайну. -К., 2004.- 32 с;

64. Коротич В.И. Анализ движения сыпучего материала во вращающемся цилиндрическом барабане / В.И. Коротич // Горный журн., 1964. – № 12. – С. 134 – 141;

65. Коротич В.И. Движение сыпучего материала во вращающемся барабане / В.И. Коротич // Сталь. - 1962. - №8. - С. 680-686;

66. Бурмістенков О.П. Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів: Монографія / О.П. Бурмістенков, І.В. Панасюк. - К.: НМК ВО, 1993. - 64 с;

67. Бурмистенков А.П. Исследование динамики частицы сыпучей среды в емкости со сложным вращением / А.П. Бурмистенков, И.В. Панасюк // Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти. - 1989. - №1. - С. 108 - 112;

68. Сланевский А.В. Кинематическая и динамическая характеристики сыпучей среды во вращающихся печах и мельницах. - СПб., 1996. - 31 с. - Деп в ВИНТИ 22.08.96, №2712-B96;
69. Marciniak Mieczyslaw. Analis dynamiki Wyladzarek rotacyjnych I jaj zastosowanie do wubory optymalnych parametrow obrobki // Archiwum budowy maszyn. - 1971. - Т. 18, soszyt 1. - S. 195 - 213;
70. Панасюк І.В. Визначення залежності режиму руху робочого середовища у ємкості зі складним рухом від кутової швидкості ведучого валу / І.В.Панасюк, М.Г.Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – №1. – С. 43-52;
71. Першин В.Ф. Переработка сыпучих материалов в машинах барабанного типа / Першин В.Ф., Однолько В.Г., Першина С.В. // Монография – М.: Машиностроение, 2009. – 220 с;
72. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження руху частинки сипкого середовища у робочій ємкості, що здійснює складний рух / І.В.Панасюк, М.Г.Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2014. – №6. – С. 35-42;
73. Pan L.T. Stochastic diffusion model of nonideal mixing in a horizontal drum mixer / L.T. Pan, S.H. Shin // Chemical Engineering Science. – 1979. – Vol. 54, № 6. – P. 811 – 820;
74. Сатоно І. Смешивание твердых тел / И. Сатоно // Пуранто когаку. – 1968. – Т. 10, № 5. – С. 63 – 69;
75. Сато К. Смесительные характеристики горизонтального смесительного барабана / К. Сато, К. Ямагути, И. Иноуэ // Рикагаку кэнкюсе хококу. – 1974. – Т. 50, № 3. – С. 100 -114;
76. Кога Д. Исследование процесса смешения частиц с различной плотностью в горизонтальном барабанном смесителе / Д. Кога [и др.] // Рикагаку кэнкюсе хококу. – 1980. – Т. 56, № 5. – С. 95 – 102.
77. Свиридов М.М. Исследование движения сыпучего материала на внутренних устройствах машин с вращающимся барабанами: дис. канд. техн. наук / М.М. Свиридов. - М., 1976;
78. Макаров Ю.И. Основы расчета процессов смешивания сыпучих материалов // Исследование и разработка смесительных аппаратов: дис. д-ра техн. наук / Ю.И. Макаров. - М., 1975;
79. Першин, В.Ф. Исследование, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа: дис. канд. техн. наук / В.Ф. Першин. – М., 1979;
80. Макевин М.П. Исследование движения сыпучих материалов во вращающихся барабанах: дис. канд. техн. наук / М.П.Макевин. - М., 1963;
81. Трофимов А.В. Исследование движения сыпучих материалов во вращающихся барабанах без внутренних устройств: дис. канд. техн. наук / А.В.Трофимов. - М., 1973;
82. Першин, В.Ф. Энергетический метод описания движения материала в поперечном сечении гладкого вращающегося цилиндра / В.Ф. Першин //

Теоретические основы химической технологии. – 1988. – Т. 22, № 2. – С. 255 – 260;

83. Першин, В.Ф. Использование энергетического подхода при определении режимов движения сыпучего материала во вращающемся барабане / В.Ф. Першин, Г.А. Минаев // Теоретические основы химической технологии. – 1989. – Т. 23, № 5. – С. 659 – 662;

84. Першин, В.Ф. Использование энергетического метода для описания движения сыпучего материала в трубчатом питателе / В.Ф. Першин, С.В. Барышникова, А.Г. Ткачев // Тезисы докладов междунар. науч-техн. конф. «Холод и пищевые производства». – 1996. – С. 219;

85. Першин, В.Ф. Машины барабанного типа: основы теории, расчета и конструирования / В.Ф. Першин. – Воронеж : Изд-во ВГУ. – 1990. – 168 с;

86. Першин, В.Ф. Машины барабанного типа: основы теории, расчета и конструирования / В.Ф. Першин. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1990. – 168 с;

87. Методы расчета и новые конструкции машин барабанного типа для переработки сыпучих материалов: автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн.наук: 05.04.09 - машины и агрегаты нефтеперерабатывающих и химических производств. / В. Ф. Першин. - М., 1994. - 32 с;

88. Першин, В.Ф. Расчет распределения сыпучего материала в гладком вращающемся барабане / В.Ф. Першин // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1988;

89. M. Marigo. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD / M. Marigo. - The University of Birmingham, UK., 2012;

90. M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of TurbulaMixer Motion using Positron Emission Particle Tracking, CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol. 59, No. 3 (2010), pp. 217-238.

91. M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula® mixer, Powder Technology 212 (2011), pp. 17-24;

92. P.A. Cundall, O.D.L.Strack, A discrete numerical model for granular assemblies, *Géotechnique* **29** (1979), pp. 47–65;

93. M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt. A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions, Powder Technology, Powder Technology 217 (2012), pp. 540-547;

94. H.P. Kuo, P.C. Knight, D.J. Parker, Solids circulation and axial dispersion of cohesionless particles in a V-mixer, *Powder Technology* **152** (2005), p. 133-140;

95. Williams, J.C. The Mixing and Segregation of Particulate Solids of Different Particle Size / J.C. Williams // Chemical Eng. – 1973. – Vol. 5, № 269. – P. 19 – 25;
96. Pershin, V.F. The mixing and segregation of particulate solids of different particle size. / V.F. Pershin, U.T. Selivsnov, A.G. Tkachev // Abstracts of the 10 International congress of chemical equipment and automatics, "CHISA-90". – Praha, Czechoslovakia, 1990. – P. 49;
97. M. Kwapinska, G. Saage, E. Tsotsas, Mixing of particles in rotary drums: A comparison of discrete element simulations with experimental results and penetration models for thermal processes, Powder Technology 161 (2006), pp. 69-78;
98. F. Geng, Z. Yuan, Y. Yan, D. Luo, H. Wang, B. Li, D. Xu, (2009): Numerical Simulation on Mixing Kinetics of Slender Particles in a rotary dryer, Powder Technology 193 (2009), pp. 50-58;
99. Stambaugh, J.; Smith, Z.; Ott, E.; Losert, W. (2004). Segregation in a monolayer of magnetic spheres. Physical Review E 70 (2004), 031304;
100. Модестов В.Б. Определение мощности смесителя, необходимой при смешивании сыпучих материалов. // "Химическое и нефтегазовое машиностроение", №3, 2003;
101. Модестов В.Б. Смесители сыпучих и пастообразных материалов: монография / В. Б. Модестов; МОНМС Украины, Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля, Технол. ин-т. - Луганск, 2011. - 353 с;
102. Макаров Ю.И. Апараты для смешивания сыпучих материалов. - М.: Высшая школа, 1973;
103. Модестов В.Б. Определение затрат энергии на перемешивание в планетарно-шнековых смесителях. // "Химическое и нефтегазовое машиностроение", №3, 2002;
104. Бородихин Л.П. Электрический метод измерения мощности, затрачиваемой на перемешивание. / Сб. "Химическое машиностроение". - Киев: Техника, 1966, вып. 3;
105. Мудров А.Г. Обзор исследований пространственных механизмов с вращательными шарнирами / А.Г. Мудров, Р.Ш. Марданов // Научно-методический журнал Теория механизмов и машин. Том 13. - 2015. - №2(26). - С. 62 - 70;
106. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В.Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. – №5.–С.76-81;
107. Патент №89571, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201313728; заяв. 26.11.2013, опуб. 25.04.2014, бюл. № 8;
108. Патент №108488, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201511872; заяв. 01.12.2015, опуб. 25.07.2016, бюл. № 14;

109. Панасюк І.В. Визначення кінематичних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В.Панасюк, М.Г.Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – №6. – С. 28-33;

110. Залюбовський М.Г. Особливості процесів змішування та обробки деталей легкої промисловості у машині зі складним рухом робочої ємкості // 14-та Всеукраїнська наукова конференція молодих вчених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі" // Тези доповідей, 2015. Том 2 – С. 217;

111. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Учебник для технических вузов - 8-е изд., стереотипное. - СПб.: издательство "Лань", 2001. - 768 с;

112. Igor Panasyuk. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / Igor Panasyuk, Mark Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – С. 260-264;

113. Панасюк І.В. Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г.Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – №5. – С. 40-46;

114. urbula T-10B Mixer - Test Run [електронний ресурс] // Youtube. Режим доступу: <https://www.youtube.com/watch?v=F5MMvaVkbdI> (дата звернення: 11.11.2015 р.). – Назва з екрану;

115. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів приводу маятникового типу машини з тривимірним обертанням барабану для змішування та обробки деталей / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський, Ю.В. Клапцов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну-2014.–№3.–С.221-228;

116. Патент №92544, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201401841; заяв. 25.02.2014, опуб. 26.08.2014, бюл. №16;

117. Патент №105556, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201509212; заяв. 25.09.2015, опуб. 25.03.2016, бюл. №6;

118. Igor Panasyuk. Determination of design parameters of block linkage mechanism of the drive of machine for processing of details with the compound motion of working reservoir / Igor Panasyuk, Mark Zaljubovskiy// Metallurgical and Mining Industry – 2016. – №9. – С. 34-42;

119. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: "Наука", 1975. – 640 с;

120. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя в трех томах. Изд. 8-е, перераб. и дополн. - М.: "Машиностроение", 2001. - 1030 с;

121. Пищиков В.О., Орловський Б.В. Проектування швейних машин: навчальний посібник для ВНЗ за спеціальністю "Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування". - К.: Видавничо-поліграфічний дім "Формат". – 2007. – 320 с;

122. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 414 с;

123. Патент №132178, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201809740; заяв. 01.10.2018, опуб. 11.02.2019, бюл. № 3;

124. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров семизвенного пространственного механизма машины для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 1. – С. 67-77;

125. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64;

126. Патент №126647, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12;

127. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772;

128. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров пространственных механизмов машин с двумя рабочими емкостями для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 6. – С. 130-141;

129. Залюбовський М.Г. Дослідження кінематичних параметрів машини для обробки деталей з двома ємкостями, що виконують складний просторовий рух / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №3 (146). – С. 25-36;

130. Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опуб. 25.07.2018, бюл. № 14;

131. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з семиланковим просторовим механізмом – синтез та дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №4 (148). – С. 38-47;

132. Патент №133925, МПК В01F 11/00 (2019.01), В24В 37/07 (2019.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев



В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201811703; заяв. 28.11.2018, опуб. 25.04.2019, бюл. № 8;

133. Залюбовський М.Г. Структурний синтез и анализ пространственного механизма без избыточной связи галтовочной машины / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малышев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 4, том 31 (70). – С. 12-17;

134. Патент №127611, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15;

135. Патент №140397, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907603; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

136. Патент №140463, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201908936; заяв. 24.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

137. Патент №140398, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907606; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

138. Залюбовський М. Г. Синтез та аналіз просторових семигранкових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2021. – 57, № 4. – С. 110-121;

139. Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75;

140. Залюбовський М.Г. Синтез та дослідження статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, В.В. Малишев, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №5 (289). – С. 142 – 148;

141. Залюбовський М.Г. Синтез та аналітичне дослідження геометричних параметрів статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №5 (150). – С. 24-30;

142. Патент №135185, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку

людини «Україна» - №u201812346; заяв. 12.12.2018, опуб. 25.06.2019, бюл. № 12;

143. Zalyubovs'kyi M. G. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / M.G. Zalyubovs'kyi, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel'// International Applied Mechanics, 57, No. 4, July 2021, 466 – 476;

144. Патент №143097, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u202000655; заяв. 04.02.2020, опуб. 10.07.2020, бюл. № 13;

145. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 1: дослідження при роботі машини на холостому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 5, том 31 (70). – С. 13-18;

146. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 2: дослідження при роботі машини на робочому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 6, том 31 (70), частина 2. – С. 1 – 6;

147. Залюбовський М.Г. Дослідження реакцій у кінематичних парах статично визначеного просторового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 1, том 32 (71). – С. 1-6;

148. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового семиланкового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №4 (287). – С. 127-133;

149. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 1: дослідження механізму з додатковою рухомою ланкою – коромислом) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев, В.В. Скідан // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2021. – №1 (154). – С. 9-18;

150. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з кінематичною парою четвертого класу – кінетостатичне дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 2, том 32 (71). – С. 6-11;

151. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 2: дослідження механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані поступальною

кінематичною парою) / М.Г. Залюбовський, В.В. Скідан // Технології та інжиніринг – 2021. – №2. – С. 20-28;

152. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей. - М.: Машиностроение, 1974. - 133с;

153. Сланевский А.В. Приграничный слой при водопадном движении сыпучей среды во вращающихся печах и мельницах. - СПб. 1996. – 29 с. – Деп. в ВИНТИ 22.08.96, № 2713-B96;

154. Левенсон Л.Б., Прейгерзон Г.И. Дробление и грохочение полезных ископаемых.- М.; Л.: Госгортопиздат, 1940. - 771с;

155. Моисеенко В.И. Разработка метода расчета оптимальных параметров непрерывно-действующей барабанной смесительной установки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.:1980. – 16 с;

156. Ластовцев А.М., Кривошапов В.М. Исследование прямооточного смесителя непрерывного действия // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1969. - №8. – С. 14-15;

157. Ящерицин П.И., Цокур А.К., Еременко М.Л. Тепловые явления при шлифовании и свойства обработанных поверхностей. - Минск: Наука и техника, 1973. – 182с;

158. Филимонов Л.Н. Высокоскоростное шлифование.- Л.: Машиностроение, 1979. – 245С;

159. Сакуленич Ф.Ю., Минин Л.К., Олендер Л.А. Магнитно-абразивная обработка точных деталей. – Минск: Выш. школа, 1977. – 287с;

160. Авдеев Н.Е. Центробежные сепараторы для зерна. – М.: Колос, 1975. – 152 с;

161. Макевнин М.П. Некоторые вопросы расчета машин барабанного типа // Тр. Моск. инст-та хим. маш. – 1959. – т.19. – С.141-158;

162. Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1980. – 415с;

163. Сланевский А.В. Плоская стационарная задача о каскадном движении сыпучей среды во вращающихся печах и мельницах. - СПб. 1996. - 22 с. - Деп. в ВИНТИ 22.08.96, № 2715-B96;

164. Добровский Г.А., Лянсберг Л.М., Рабин А.Н. Определение основных режимов движения загрузки в барабанах многобарабанной планетарно-центробежной мельницы с вертикальными осями. // Изв. вузов. Горн. журн. – 1993. - №1. – С. 85-90;

165. Александровский А.А. Разработка и исследование ротационных смесителей для приготовления композиций на основе полимерных материалов // Материалы республиканского научно-технического совещания по реологии и переработке полимеров. – Казань, 1974. – С. 141-143;

166. Залюбовський М. Г. Особливості визначення потужності, що споживається машиною для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський // Тези доповідей XV Всеукраїнської наукової конференції молодих учених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі". Т. 2 : 28-29 квітня 2016 р. — К. : КНУТД, 2016. — С. 252;

167. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №1 (293). – С. 86 – 92;

168. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №2 (295). – С. 116 – 122;

169. Залюбовський М.Г. Дослідження динамічного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, утвореного переміщення сипкого масиву у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №3 (297). – С. 94 – 99;

170. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №4 (299). – С. 96 – 100;

171. Коруд В.І., Гамола О.Є., Малинівський С.М. Електротехніка: Підручник / За заг. ред. В.І. Коруда. – 3-тє вид. перероб. та доп. – Львів: "Магнолію плюс"; видавець СПД ФО В.М. Піча, 2005. – 447 с;

172. Малинівський С. М. Загальна електротехніка: підручник / С. М. Малинівський. - Львів : Бескид Біт, 2003. – 640 с;

173. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин: Підручник. - К.: КНУТД, 2011. – 358 с;

174. Гусейнов Ф.Г., Мамедяров О.С. Планирование эксперимента в задачах электроэнергетики. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 151 с;

175. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности). М., "Легкая индустрия", 1974. – 262 с;

176. Методологія сучасних наукових досліджень: навчально-методичний матеріал для магістрів. / упор.: Б. М. Злотенко, Т. І. Кулік, В. В. Стаценко. – К.: КНУТД, 2014. – 59 с;

177. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. Главная редакция физико-математической литературы. М., "Наука", 1971. – 192 с;

178. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32;

179. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working capacity / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, V.Y. Kurovskiy, N.F. Kushchevska, Yu.S. Loboda,

V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 154;

180. Zalyubovskiy M.G. The processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, N.V. Boshytska, N.F. Kushchevska, V.Y. Dombrova, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 173;

181. Береговий О. С. Визначення технологічних параметрів полірування полімерних деталей вільним абразивом / О. С. Береговий, М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев // Тези доповідей Міжнародної конференції «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики». 13-15 травня 2019 р. – Київ. – С. 74;

182. I. Panasjuk. Analytical determination the driving shaft working angular velocity of a machine for polymer details processing in the case of application of a special drive / M. Zalyubovskiy, O. Kuznetsova. Advanced polymer materials and technologies: theory and practice;

183. Zalyubovskiy M.G. Analytical determination of the time of handling process of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Kuznetsova O.O, Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 3 (134). – P. 9 – 17;

184. Залюбовський М.Г. Визначення кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей: енергетичний підхід / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №4 (136). – С. 57-66;

185. Залюбовський М.Г. Аналіз сил, що діють на робочий масив при виконанні відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Тези доповідей Всеукраїнської конференції молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», Дніпро, 2019. – С. 49 – 53;

186. Залюбовський М.Г. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №5 (138). – С. 17-26;

187. Залюбовський М.Г. Аналітичне визначення часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №6 (140). – С. 9-18;

188. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №1 (142). – С. 27-38;

189. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх

обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №2 (144). – С. 24-32;

190. Сакулевич Ф.Ю., Кожуро А.М. Объемная магнитно-абразивная обработка. - Минск: Наука и техника, 1978. – 168 с;

191. Ходоров Е.И. Движение материала во вращающихся печах. – М.: Промстройиздат, 1957. – 64 с;

192. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. – М.: Машиностроение, 1968. – 184 с;

193. Залюбовський М.Г. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості // 2-га Міжнародна науково-практична інтернет-конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки" 16-20 березня 2015 р. Тези доповідей – С. 20-25;

194. Залюбовський М. Г. Розробка конструктивних параметрів машини для об'ємної обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей III-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (10 жовтня 2019 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. — Київ : КНУТД, 2019. — С. 33-34.

195. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides the torque transmission to the drive shaft of the machine, performing additional reciprocating movement machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей V Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2021. – С. 32 – 33;

196. Ачеркан Н.С. Справочник машиностроителя в шести томах. Том -1. М., 1956. – 568 С;

197. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. \_М.: Машгиз, 1979. – 575 С;

198. Zalyubovskiy M.G. Research of constructive and geometrical parameters of the spatial mechanism of the part-processing machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», Varna, Bulgaria. 2021. P. 74 – 78;

199. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей і змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 2: типи обладнання з рухомими ємкостями) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 3, том 31 (70). – С. 7-13;

200. Патент №109083, МПК В01F 11/00, В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201601467; заяв. 18.02.2016, опуб. 10.08.2016, бюл. № 15;

201. Залюбовський М.Г. Нові способи та устаткування для обробки дрібних полімерних деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Міжнародна науково-технічна конференція молодих науковців

"Сучасні технології в механіці" // Збірник наукових праць "Технічна творчість", 2016. - С. 82-85;

202. Патент №110417, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201603277; заяв. 30.03.2016, опуб. 10.10.2016, бюл. № 19;

203. Залюбовський М.Г. До питання удосконалення конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості для фінішної обробки деталей фурнітури / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Актуальные проблемы инженерной механики. Тезисы докладов III Международной научно-практической конференции. Одесса: "Внешрекламсервис", 2016. – С. 80-84;

204. Залюбовський М.Г. Енергоефективна машина для фінішної обробки дрібних полімерних деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг. Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. – Київ: КНУТД, 2017. – С. 186-188;

205. Залюбовський М.Г. Специфіка обробки деталей з полімерних матеріалів в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г.Залюбовський, І.В.Панасюк // Перспективні полімерні матеріали та технології: монографія. МОН України, КНУТД, 2015. - С. 54 - 59;

206. Патент №98901, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201412897; заяв. 02.12.2014, опуб. 12.05.2015, бюл. № 9;

207. Патент №92545, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201401842; заяв. 25.02.2014, опуб. 26.08.2014, бюл. № 16;

208. Патент №108645, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u2015; заяв. 00.00.2015, опуб. 00.00.2015, бюл. № 14;

209. Патент №93982, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201404584; заяв. 29.04.2014, опуб. 27.10.2014, бюл. № 20;

210. Патент №135994, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201902138; заяв. 04.03.2019, опуб. 25.07.2019, бюл. № 14;

211. Панасюк І.В. Разработка центробежных устройств для обработки изделий легкой промышленности из полимерных материалов: дис. канд. техн. наук. // Спец. 05.02.13 – машины и агрегаты легкой промышленности / И.В. Панасюк. – К., 1989. – 223 С;

212. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина

1: визначення температури крихкості) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 4, том 32 (71). – С. 8-12;

213. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 2: дослідження тривалості промерзання і технологічного процесу галтування) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 5, том 32 (71). – С. 1-4;

214. Патент №113266, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого полірування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201606525; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2;

215. Патент №113267, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201606526; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.

216. Патент №137568, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб об'ємної обробки металевих деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Сухенко А.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201904193; заяв. 19.04.2019, опуб. 25.10.2019, бюл. № 20;

217. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей та змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 1: способи технологічних операцій) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 2, том 31 (70). – С. 29-35;



*Наукове видання*

*Залюбовський Марк Геннадійович  
Панасюк Ігор Васильович*

**ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН  
ЗІ СКЛАДНИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМКОСТЕЙ  
ДЛЯ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ДРІБНИХ ДЕТАЛЕЙ**

Монографія

Матеріали подано в авторській редакції

За редакцією канд. техн. наук, доц. М. Г. Залюбовського  
Відповідальний за поліграфічне виконання Л. Л. Овечкіна

Підп. до друку 15.12.2021 р. Формат 60x84 1/16.  
Ум. друк. арк. 20,45. Облік. вид. арк. 16,01. Наклад 300 пр. Зам. 1829.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну.  
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01011.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 993 від 24.07.2002.